



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**MULTIBODY MODEL TRAKTORU S ODPRUŽENOU
KABINOU**

MULTIBODY MODEL OF AGRICULTURAL TRACTOR WITH CAB SUSPENSION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Kadlec

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Jakub Kadlec**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Multibody model traktoru s odpruženou kabinou

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

S využitím programového prostředí MSC Adams sestavte multibody model traktoru s odpruženou kabinou.

Cíle diplomové práce:

1. Provedte rešerši v oblasti odpružení kabin nákladních vozidel a traktorů.
2. Sestavte multibody model traktoru vhodný pro zkoumání jízdního komfortu.
3. Na sestaveném modelu otestujte různé koncepce odpružení (odpružení jen vzadu, odpružení vpředu i vzadu, apod.).
4. Provedte citlivostní analýzu modelu traktoru s odpruženou kabinou na jednotlivé vstupní parametry mající vztah k jízdnímu komfortu.

Seznam literatury:

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas.: Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

REIMPELL, Jornsens.: The Automotive Chassiss. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá problematikou odpružení kabin nákladních vozidel a traktorů. Popisuje současný stav odpružení kabin, metodiku měření a vyhodnocování jízdního komfortu. Na sestaveném multibody modelu traktoru jsou porovnány různé koncepce odpružení a je provedena citlivostní analýza parametrů majících vztah k jízdnímu komfortu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Traktor, odpružení, vibrace, jízdní komfort, multibody

ABSTRACT

Diploma thesis is oriented at suspension of commercial vehicle and tractor cab. It describes current state-of-art suspension systems, methods of measuring and evaluating ride comfort. Developed multibody model of tractor is used to compare different suspension concepts and a sensitivity analysis of parameters related to ride comfort is made.

KEYWORDS

Tractor, suspension, vibration, ride comfort, multibody



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KADLEC, J. *Multibody model traktoru s odpruženou kabinou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 70 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blatňák Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Ondřeje Blatáka Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Bc. Jakub Kadlec



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych zde poděkoval panu Ing. Ondřeji Blaťákovi Ph.D. za odbornou pomoc, cenné rady a připomínky poskytnuté během vypracovávání této diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat celé svojí rodině a všem přátelům za podporu během studia na VUT v Brně.

Kolegům ze Zetoru bych také rád poděkoval za podporu a trpělivost při dokončování studia, zejména v posledních měsících.



OBSAH

| | |
|--|----|
| Úvod | 8 |
| 1 Odpružení nákladních vozidel a traktorů | 9 |
| 1.1 Odpružení | 9 |
| 1.1.1 Pružiny | 10 |
| 1.1.2 Tlumiče | 11 |
| 1.2 Odpružení nákladních vozidel | 14 |
| 1.3 Odpružení traktorů | 15 |
| 1.3.1 Odpružení traktorových kabin | 15 |
| 2 Hodnocení jízdního komfortu | 23 |
| 2.1 Vliv působení vibrací na člověka | 23 |
| 2.2 Hodnocení jízdního komfortu | 24 |
| 2.3 Modelování jízdního komfortu | 26 |
| 3 Měření jízdního komfortu na vlastním modelu | 28 |
| 3.1 Popis modelu | 28 |
| 3.2 Porovnání jednotlivých koncepcí odpružení kabiny | 30 |
| 3.2.1 Neodpružená kabina | 30 |
| 3.2.2 Kabina odpružená vzadu | 30 |
| 3.2.3 Celoodpružená kabina | 31 |
| 3.2.4 Srovnání jednotlivých koncepcí | 33 |
| 3.2.5 Výsledky ze simulací jednotlivých koncepcí | 35 |
| 3.3 Citlivostní analýza | 38 |
| 3.3.1 Vliv vlastní frekvence kabiny | 39 |
| 3.3.2 Vliv poměrného útlumu na chování kabiny | 43 |
| 3.3.3 Naměřené hodnoty z citlivostní analýzy | 47 |
| Závěr | 65 |
| Seznam použitých zkratk a symbolů | 67 |
| Seznam tabulek | 68 |
| Seznam obrázků | 69 |



ÚVOD

Provoz nákladních vozidel neustále narůstá. Potřeba převážet zboží na vzdálenost několik tisíc kilometrů je dnes naprosto běžnou záležitostí. Řidiči tak stráví ve voze i několik dní až týdnů, čímž se stroj, ve kterém pracují, stává na čas jejich domovem. V zemědělství je v poslední době sice trend opačný, prodeje klesají, ale na druhou stranu se vyrábějí silnější traktory, které zvládnou práci rychleji a lépe a vzhledem k jejich pořizovací ceně je na ně kladen požadavek co největšího pracovního využití.

Během řízení nákladních vozidel a zejména práce s traktorem je obsluha vystavována neustálému působení vibrací, které se na ni přenášejí od podlahy a ze sedačky. Hlavní příčinou přenosu tak velkých vibrací na člověka je umístění kabiny a tedy i řidiče relativně vysoko nad vozovkou. Proto je u těchto typů vozidel potřeba mnohem více opatření pro zlepšování jízdního komfortu než u vozidel osobních, kde těžiště leží mnohem blíž k vozovce a řidič s posádkou nejsou tolik vystavováni působení vibrací. Traktory navíc oproti nákladním vozidlům pracují v náročnějším terénu, takže zde lze očekávat největší zatěžování obsluhy. Dalším aspektem je také pracovní doba, která se v zemědělství může během hlavní sezóny, kdy je potřeba sklídit úrodu v co nejkratší možné době s ohledem na počasí, prodloužit až na 16 hodin.

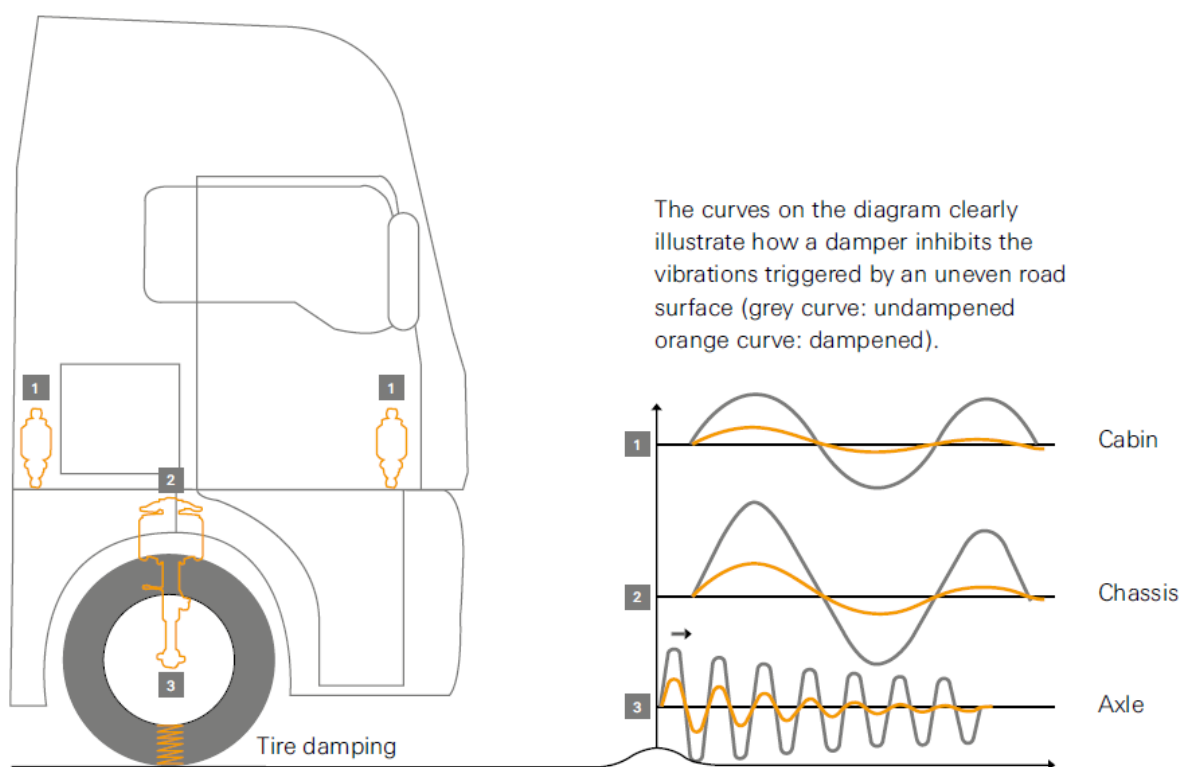
Dlouhodobé působení vibrací na člověka má škodlivé účinky na zdraví a může způsobit nevratné škody v jeho těle. Unavený, případně i zraněný řidič pak nemůže vykonávat práci s požadovanou efektivitou. Přenos vibrací dále na části přichycené ke kabině (zrcátka, světla, apod.) také snižuje jejich životnost. Z těchto důvodů je potřeba zlepšovat jízdní komfort.

1 ODPRUŽENÍ NÁKLADNÍCH VOZIDEL A TRAKTORŮ

Zjištění, že nízkofrekvenční vibrace, které nejvíce snižují jízdní komfort, mohou způsobit zranění páteře, vedlo postupně k vývoji odpružených sedaček, kabin a náprav. V následující kapitole bude popsáno odpružení nákladních vozidel a traktorů, které bylo vyvinuto za účelem zvýšení jízdního komfortu a bezpečnosti práce.

1.1 ODPRUŽENÍ

Funkcí odpružení, ať už se jedná o odpružení kabiny či nápravy, je snížení vibrací přenášejících z jedné části na druhou (z vozovky na nápravu, z nápravy na tělo, z těla na kabinu, z podlahy kabiny na sedačku), tzn. zvýšení jízdního komfortu a dále také zajištění stálého dynamického zatížení kol (udržování styku kola s vozovkou). Výrazně se podílí na ovládání vozidla a pohybu těla vůči podvozku (v případě traktorů kabiny vůči tělu). Odpružení se skládá z pružícího (pružina) a tlumícího prvku (tlumič).



Obrázek 1 Vliv odpružení na přenos vibrací z vozovky na nápravu, tělo a kabinu [9]

Na obrázku 1 lze vidět účinek primárního a sekundárního odpružení nákladního vozidla. Na odpružení se podílí také tuhost pneumatik. Na grafech značí šedé křivky zrychlení bez tlumení vibrací a oranžové křivky jsou pak tlumené vibrace.



1.1.1 PRUŽINY

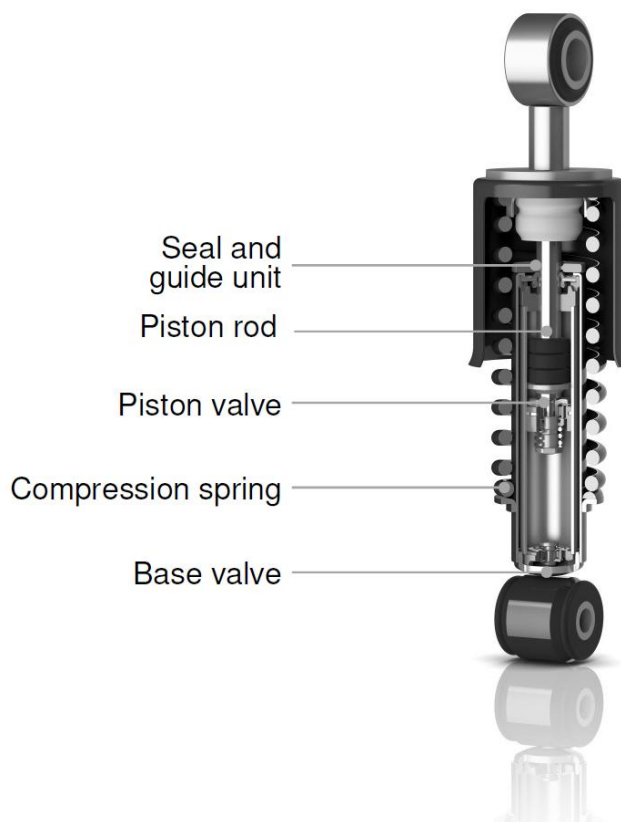
Pružina má vliv na vzájemný pohyb odpružené a neodpružené hmoty. Důležitým parametrem pružiny je její tuhost k . Tuhost pružiny určuje vlastní frekvenci odpružené hmoty. Uvažujme jako odpruženou hmotu kabinu traktoru a jako neodpruženou hmotu tělo. Nižší tuhost pružin a tedy nižší vlastní frekvence kabiny způsobí zvýšení jízdního komfortu (snížení vibrací), ale zároveň bude docházet k větším relativním pohybům kabiny vůči tělu. Vzhledem k omezenému prostoru pro uchycení a odpružení kabiny pak může dojít k tomu, že kabina narazí na doraz, což způsobí prudké krátkodobé zvýšení vibrací, které se přenese na obsluhu traktoru. Použití pružin s vyšší tuhostí zvýší vlastní frekvenci kabiny, což sníží relativní pohyb kabiny vzhledem k tělu. Úroveň vibrací bude vyšší, ale zabrání se nepříjemnému vymezení dorazů při přejezdu větší nerovnosti a řidič bude mít lepší kontrolu nad vozidlem.

Pružiny rozlišujeme podle materiálu, z kterého jsou vyrobeny, na ocelové, vzduchové (plynové) a pryžové.

OCELOVÉ PRUŽINY

Jedná se o pasivní prvky, u kterých není možné měnit pružicí charakteristiku. Mezi ocelové pružiny patří: listové pružiny, vinuté pružiny, torzní tyče a stabilizační tyče.

Pro pasivní odpružení kabin se používají vinuté pružiny. Většinou s lineární charakteristikou. Určité progresivity je možné dosáhnout použitím proměnlivého průměru pružiny, drátu nebo stoupání. Na *obrázku 2* je kombinace vinuté pružiny s teleskopickým tlumičem od firmy ZF.



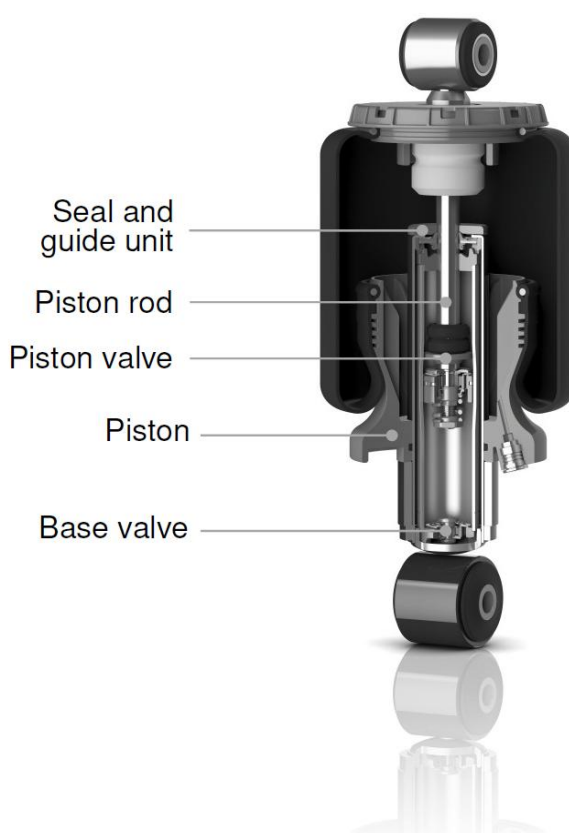
Obrázek 2 Kombinace vinuté pružiny a teleskopického tlumiče od firmy ZF [9]



Torzní a stabilizační tyče slouží k omezení kolébání a houpání kabiny.

VZDUCHOVÉ PRUŽINY

Oproti ocelovým pružinám mají vzduchové velkou výhodu v tom, že dokážou zajistit vlastní frekvenci kabiny neměnnou v závislosti na zatížení. Dále se dá velmi snadno nastavit světlá výška a to vypuštěním či upuštěním vzduchu z měchu. Podobně funguje i vyrovnání rozdílného zatížení na levé a pravé straně traktoru. Charakteristika vzduchové pružiny bývá nastavena tak, že při malých zdvizích je tuhost nízká a s přibližováním k dorazům se tuhost progresivně zvyšuje. Příklad použití vzduchové pružiny s teleskopickým tlumičem od firmy ZF je na *obrázku 3*.



Obrázek 3 Kombinace vzduchové pružiny a teleskopického tlumiče od firmy ZF [9]

PRYŽOVÉ PRUŽINY

V oblasti nákladních vozidel a traktorů se využívají většinou jako dolní dorazy k zabránění tvrdého nárazu konzoly kabiny na tělo.

1.1.2 TLUMIČE

Tlumič slouží k tlumení vibrací, jinými slovy absorbuje kinetickou energii vzniklou najetím na nerovnost a pohybem pístu ve válci naplněným pracovním médiem ji převádí na teplo.

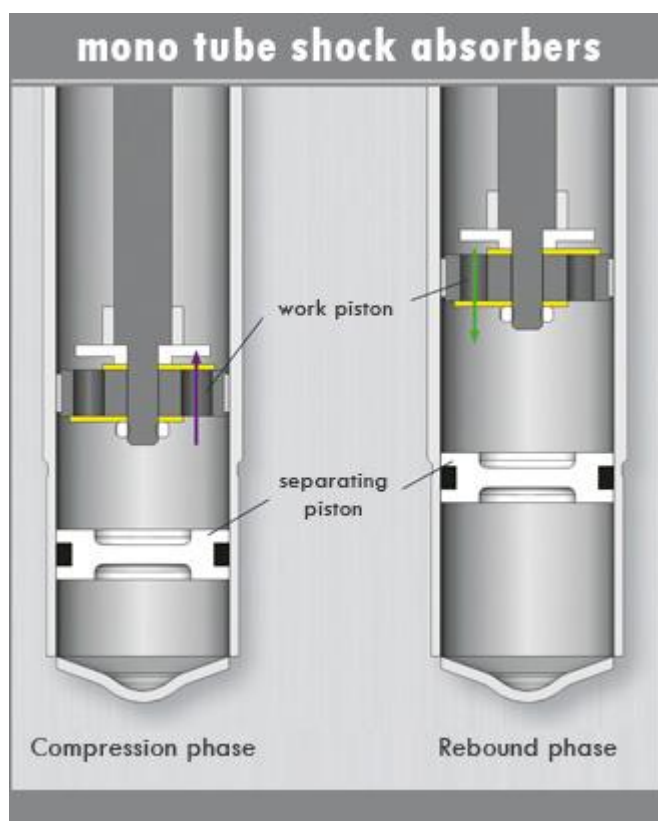


Při volbě tlumiče je vždy důležité vědět, za jakých podmínek bude používán, aby se vhodně zvolila jeho tlumicí charakteristika. V případě traktorů je dobré používat tlumič s alespoň dvěma charakteristikami, přičemž jedna bude používána při jízdě po silnici a druhá při práci na poli. Základním parametrem tlumiče je tlumicí konstanta c .

V současné době se používají výhradně teleskopické tlumiče, u nichž je při pohybu pístu ve válci protlačována kapalina z jedné části pracovního prostoru do druhé. Tlumicí síla, která vzniká vlivem hydraulického odporu během průtoku kapaliny skrze průtokové ventily v pístu, je závislá na rychlosti pohybu pístu [8].

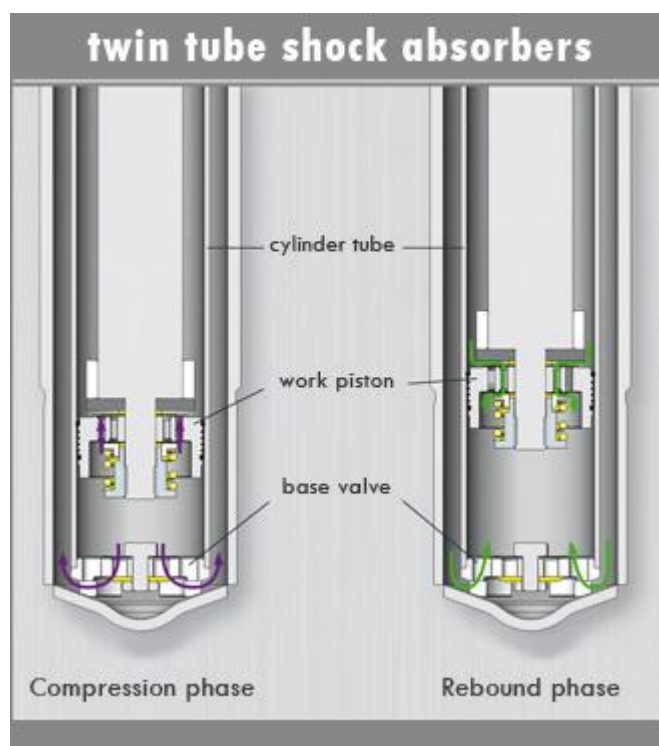
Dříve se používaly dvouplášťové kapalinové tlumiče, u nichž docházelo ke vzniku bublinek, způsobujících kolísání tlumicí síly a proto nemohl být tento tlumič používán v libovolné poloze. Z toho důvodu byly nahrazeny tlumiči plynokapalinovými, u nichž je vnitřní prostor vyplněn inertním plynem, zabraňujícím pění pracovní kapaliny. Plynokapalinové tlumiče mohou být jednoplášťové a dvouplášťové [8].

Jednoplášťové tlumiče nemají vyrovnávací komoru a pracují jako vysokotlaké, díky čemu je zajištěna nízká pěnivost oleje. Výhodou je schopnost pracovat v libovolné pozici, vysoká citlivost a lepší chlazení. Jsou však delší a dražší (v porovnání s dvouplášťovými) [8]. Rozdíl v konstrukci jednoplášťového a dvouplášťového tlumiče lze vidět na *obrázku 3 a 4*.



Obrázek 4 Jednoplášťový plynokapalinový tlumič [5]

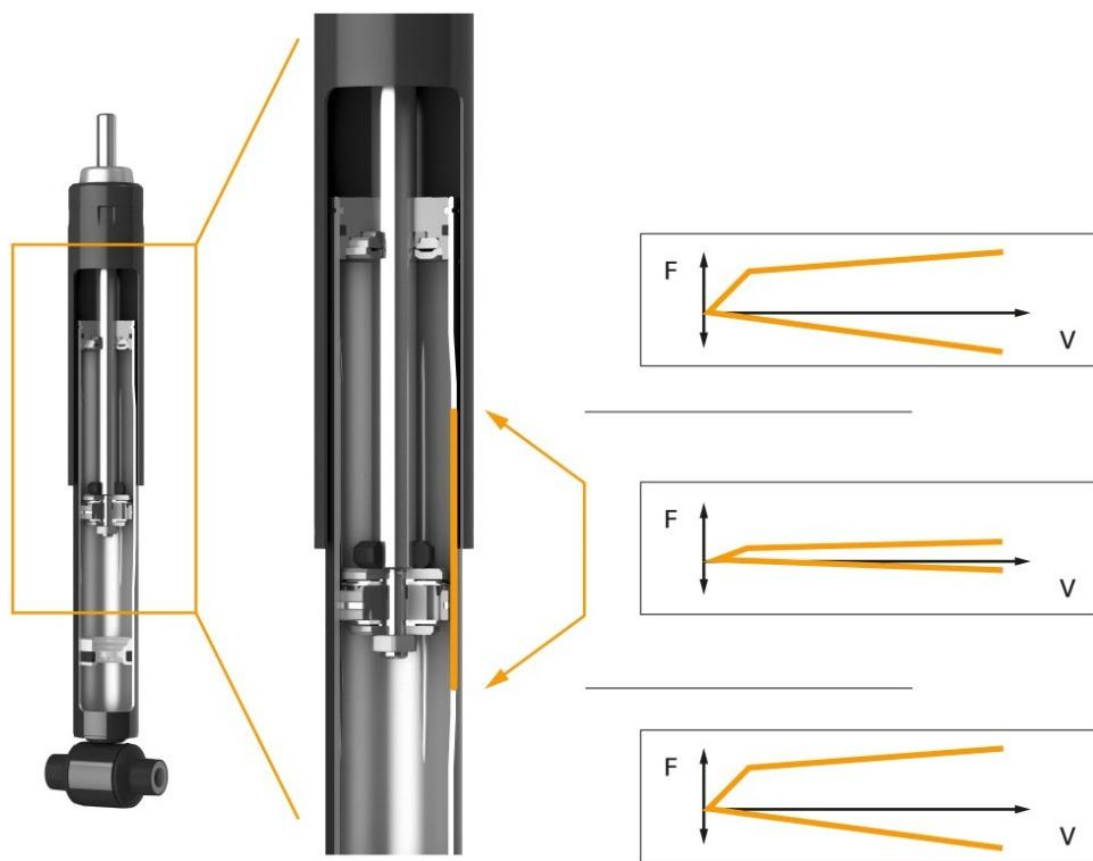
Dvouplášťové tlumiče pracují jako nízkotlaké. Rozdíl je v tom, že u dvouplášťových je prostor nad kapalinou ve vyrovnávacím prostoru vyplněn inertním plynem a není spojen s atmosférou, díky čemu je ve vyrovnávacím a pracovním prostoru udržován stálý tlak a tím je zabráněno pění kapaliny [8]. Příklad dvouplášťového tlumiče lze vidět na *obrázku 2 a 3*.



Obrázek 5 Dvouplášťový plynokapalinový tlumič [5]

Nejjednodušší tlumiče mají pouze jednu tlumící charakteristiku. Na *obrázku 6* je znázorněn tlumič od firmy ZF, u kterého je vytvořen obtokový kanál. Tím vzniknou dvě charakteristiky. Pohybuje-li se píst kolem svojí rovnovážné polohy ve střední části pracovního prostoru, proudí část kapaliny právě tímto kanálem, tlumení je menší a jízdní komfort je vyšší. Proto je střední část tlumiče označována jako oblast komfortu. Při větším zdvihu pístu, způsobeném jízdou po drsnějším povrchu se píst dostane do oblasti mimo obtokový kanál, zvýší se tlumení, čímž se sníží jízdní komfort, ale zvýší se bezpečnost jízdy.

Pro výrazně lepší jízdní komfort se používají tlumiče ovládané řídicí jednotkou v kombinaci se snímači zrychlení. V tomto případě je možné plynule měnit tlumící charakteristiky v reálném čase. Systémy s těmito tlumiči již patří do skupiny semi-aktivního odpružení. O celém systému včetně tlumičů bude pojednáno dále.



Obrázek 6 Tlumič VARIO od firmy ZF [9]

1.2 ODPRUŽENÍ NÁKLADNÍCH VOZIDEL

První nákladní vozidla nebyla vůbec odpružená a jezdila na kolech vyrobených z gumy. První přínos ke zvýšení jízdního komfortu a ochraně převáženého zboží přinesly ve 20. letech pneumatiky [3].

U nákladních vozidel rozlišujeme primární a sekundární odpružení. Primární se nachází mezi nápravami a tělem, respektive rámem vozidla. To bylo zpočátku řešeno použitím listových pružin. Sekundární odpružení je pak mezi tělem (rámem) a kabinou. Do 60. let byly kabiny k tělu svařovány, takže použití silentbloků přineslo relativně velké zlepšení. Kvůli problémům s kolébáním kabiny při zatáčení a houpáním při zrychlování a brzdění se posléze začaly používat stabilizační tyče [3].

V 70. a 80. letech se začalo vyskytovat použití ocelových a vzduchových pružin u sekundárního odpružení. Stále častěji se pak používalo vzduchové odpružení u primárního odpružení, zejména pro hnací nápravu [3].

V dnešní době se u primárního odpružení vyskytují jak listové tak vzduchové pružiny a u sekundárního odpružení ocelové a vzduchové pružiny. Standardem jsou dnes i vzduchově odpružené sedačky [3].



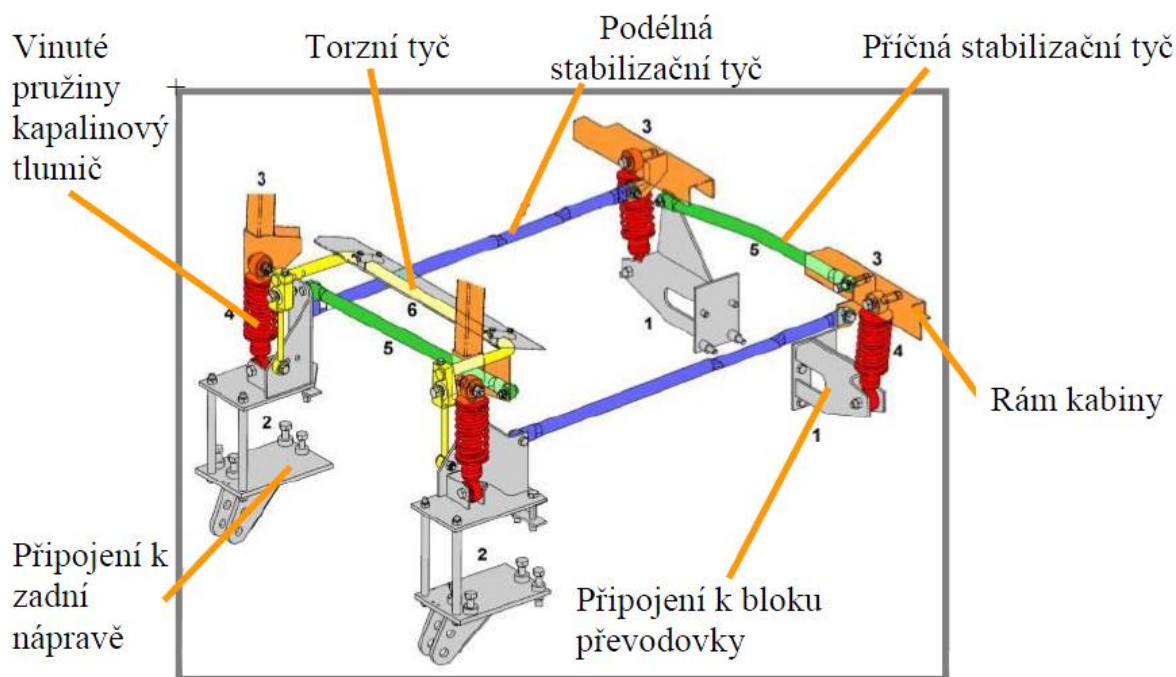
1.3 ODPRUŽENÍ TRAKTORŮ

V oblasti odpružení traktorů se po zjištění rizik spojených s dlouhodobým vystavováním působení vibrací na člověka přistoupilo nejprve na opatření odpružených sedaček. Ty se postupně z nejjednoduššího odpružení pomocí vinuté pružiny a tlumiče a nůžkového mechanismu s nastavitelnou výškou vyvinuly až ke vzduchovému odpružení, které je schopné se přizpůsobit váze řidiče. Takové odpružené sedačky jsou dnes již v traktorech s vyšším výkonem standard. Problémem odpružených sedaček je, že dokážou účinně snížit vibrace pouze ve svislém směru. V podélném a příčném směru je vzhledem k malému prostoru uvnitř kabiny tlumení vibrací značně omezené. Proto bylo nutno vyvinout pro traktory odpružení kabiny.

1.3.1 ODPRUŽENÍ TRAKTOROVÝCH KABIN

Již v 70. letech byly odzkoušeny experimentální odpružené kabiny, které potvrdily přínos ke zvýšení jízdního komfortu. V 80. letech pak někteří výrobci zvažovali použití ve svých traktorech, nicméně rozmach v oblasti odpružení kabin nastal až novém tisíciletí [2].

Výjimkou bylo odpružení Hydrostable RZ od firmy Renault v roce 1987. Popis tohoto systému je na *obrázku 7*. V každém rohu kabiny je teleskopický tlumič s vinutou pružinou, příčný pohyb je zajištěn panhardskými tyčemi vepředu i vzadu. Podélně je kabina zajištěna stabilizačními tyčemi. Vzadu je umístěna torzní tyč omezující kolébání kabiny.



Obrázek 7 Odpružení kabiny Hydrostable RZ [4]

Většina výrobců traktorů se v té době rozhodla pro jednodušší řešení, kdy zadní část kabiny byla odpružena od zadní nápravy a přední část uchycena silentbloky.



V dnešní době se stále vyskytuje uchycení kabiny pomocí silentbloků, které ale bývá nahrazeno mechanickým odpružením a stále častěji se vyskytujícím vzduchovým či hydraulickým odpružením.

Mezi přínosy odpružení kabin patří [1]:

- -snížení relativních pohybů mezi řidičem a kabinou ve všech směrech
- -snížení hluku
- -snížení vibrací v řízení
- -možnost udržovat kabinu v horizontální poloze (pneumatické či hydropneumatické odpružení)

UCHYCENÍ KABINY POMOCÍ SILENTBLOKŮ

Jedná se o nejjednodušší a nejlevnější způsob odpružení kabiny. Silentbloky mohou být v závislosti na směru přenášené síly orientovány axiálně nebo radiálně. Výhodou silentbloků je nízká pořizovací cena a snadná údržba. Nevýhodou je nízké tlumení vibrací a tedy horší jízdní komfort.

Uchycení celé kabiny na čtyři silentbloky se používá u nižších výkonnostních tříd, kde nedochází k tak velkému přenosu vibrací z těla traktoru na kabinu. U levnějších traktorů střední třídy jsou pak používány v přední části kabiny dva silentbloky a v zadní části kabiny je mechanické, vzduchové nebo hydraulické odpružení.

MECHANICKÉ ODPRUŽENÍ

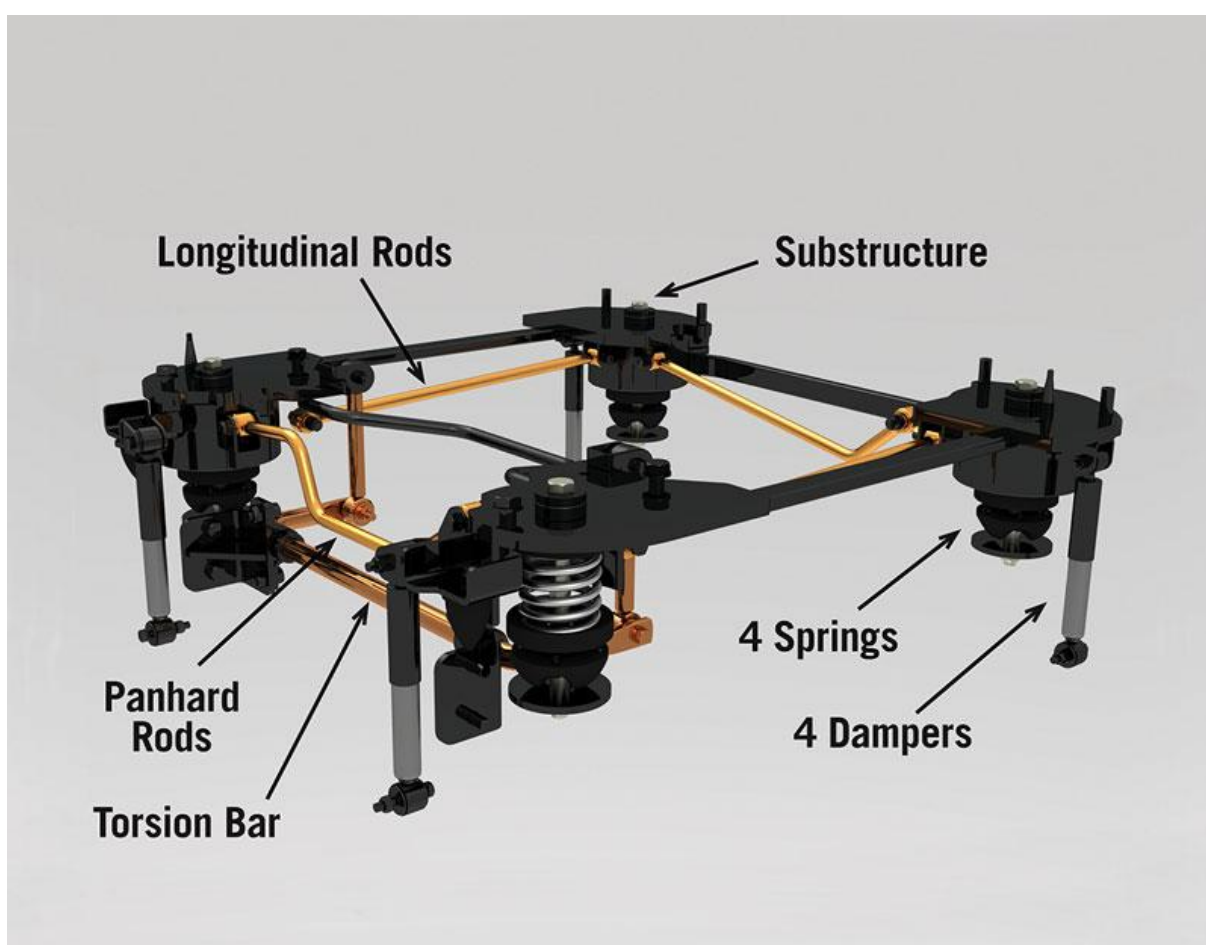
V případě mechanického odpružení se využívá kombinace teleskopického tlumiče a vinuté pružiny. Příčný pohyb kabiny bývá omezen panhardskými tyčemi a zdvih kabiny je omezen pryžovým dorazem a popruhem. Je možné nastavovat výšku zdvihu pomocí šroubení na vedení pružiny. Výhodou zůstává relativně nízká pořizovací cena a snadná údržba, protože zde nejsou použity žádné snímače a řídicí jednotka. Oproti silentblokům je dosaženo lepšího jízdního komfortu. Nevýhodou je, že není možné automaticky vyrovnávat kabinu do vodorovné polohy.

Na *obrázku 8* je znázorněno odpružení kabiny traktoru Fendt 200 Vario, kde v přední části je kabiny uchycena na axiální silentbloky a vzadu je kabina odpružena pomocí tlumiče s vinutou pružinou.

Mechanické odpružení celé kabiny je znázorněno na *obrázku 9*. Jedná se o odpružení kabiny traktoru Case Steiger. Systém obsahuje čtyři teleskopické tlumiče a čtyři vinuté pružiny, panhardské tyče a torzní tyč omezující kolébání kabiny a stabilizační tyče omezující houpání kabiny.



Obrázek 8 Mechanické odpružení kabiny traktoru Fendt 200 Vario [10]



Obrázek 9 Mechanické odpružení kabiny traktoru Case Steiger [11]

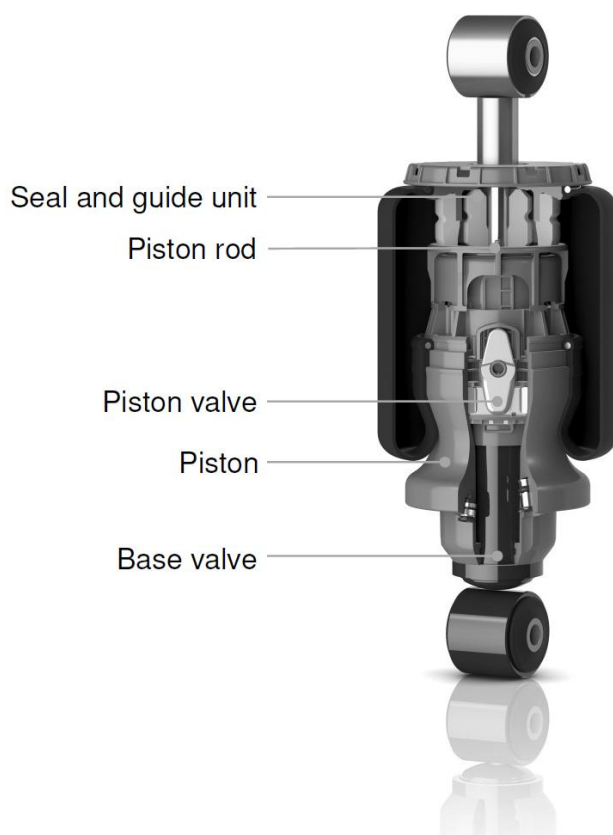


PNEUMATICKÉ ODPRUŽENÍ

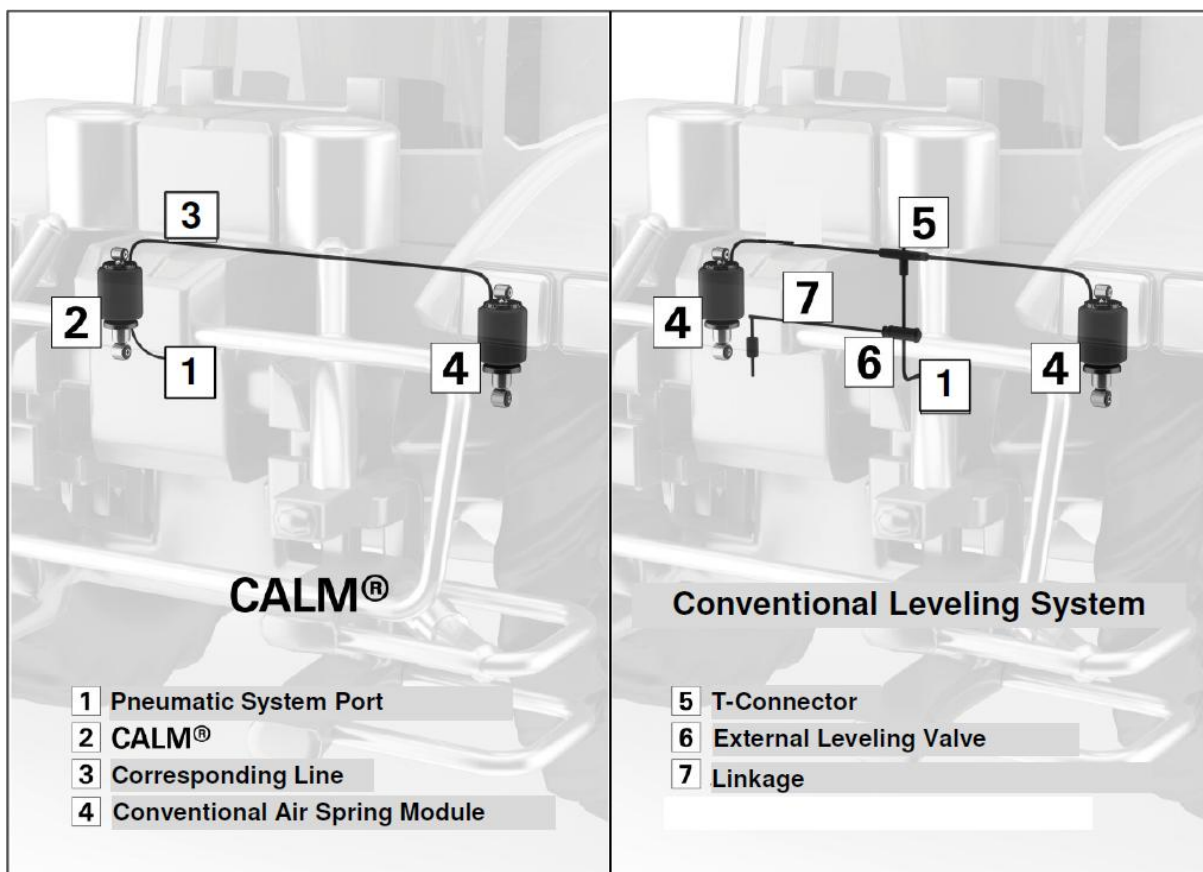
Vinuté pružiny jsou nahrazeny pneumatickými písty nebo měchy. Podobně jako u mechanického odpružení mohou být pneumatické pružiny vpředu i vzadu nebo jen vzadu v kombinaci se silentbloky v přední části. Toto odpružení již nabízí podstatně lepší jízdní komfort. Řadí se mezi adaptivní a semi-aktivní systémy odpružení, jednotlivé pružící a tlumící prvky jsou řízeny řídicí jednotkou a snímači nebo přepouštěcím ventilem. Toto odpružení tedy může reagovat na změnu polohy kabiny vůči rámu nebo nápravě, přizpůsobovat se terénu a režimu práce. Nevýhodou oproti mechanickému odpružení jsou vysoké pořizovací náklady a náročnější údržba.

Jednou z možností pneumatického odpružení je použití modulu od firmy ZF kombinující teleskopický tlumič a vzduchovou pružinu (viz *obrázek 3*). V tomto případě je vzduch přiváděn pomocí externího vyrovnávacího ventilu, který se stará o udržování horizontální polohy kabiny.

Další pokročilejší možností je využití modulu CALM (*obrázek 10*), který již má vyrovnávací ventil zabudovaný v sobě. Tento ventil pak reguluje tlak ve vzduchových pružinách. Díky tomuto modulu odpadá nutnost použití několika komponent. Srovnání klasického vzduchového modulu a CALM je na *obrázku 11*. Zde lze vidět, že vzduch se při použití CALM modulu přivádí pouze do něj a odtud je přes vyrovnávací ventil dále veden do vzduchové pružiny na druhé straně kabiny.



Obrázek 10 CALM modul od firmy ZF [9]



Obrázek 11 Srovnání klasického vzduchového odpružení s CALM [9]

Na *obrázku 12* je příklad použití pneumatického odpružení od firmy ZF na traktoru Fendt 1000 Vario.



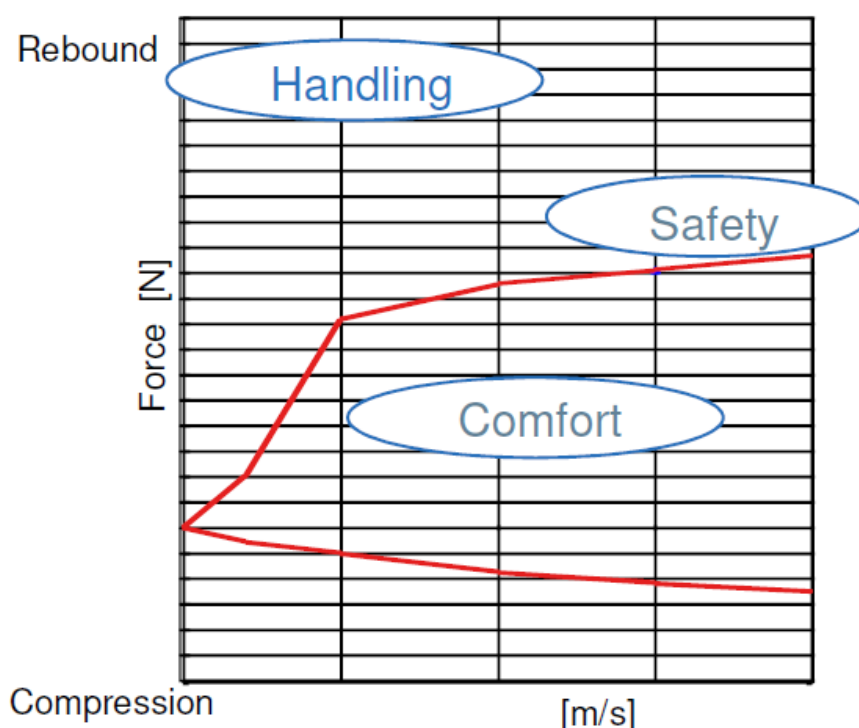
Obrázek 12 Pneumatické odpružení kabiny traktoru Fendt 1000 [12]



SEMI-AKTIVNÍ PNEUMATICKÉ ODPRUŽENÍ CDC

U traktorů se hodnoty vibrací mění v závislosti na vykonávané činnosti. Jinak se vibrace projevují při jízdě po silnici, kdy traktorem táhneme např. návěs, jinak se projeví při práci na poli a i zde je velký rozdíl v jednotlivých polních pracích. Je tedy důležité, aby odpružení zajišťovalo požadovaný jízdní komfort a bezpečnost práce ve všech pracovních režimech a v co největším rozsahu rychlostí traktoru.

Pasivní systémy odpružení jsou jednoduché, levné a spolehlivé, nenáročné na údržbu a nepotřebují zdroj energie. Jejich schopnost tlumit vibrace je však velmi omezená a charakteristiky lze měnit jen málo a to použitím nelineárních prvků. Při návrhu odpružení je pak nutné vědět, za jakých podmínek bude traktor převážně pracovat a podle toho naladit tlumicí charakteristiku (viz *obrázek 13*).

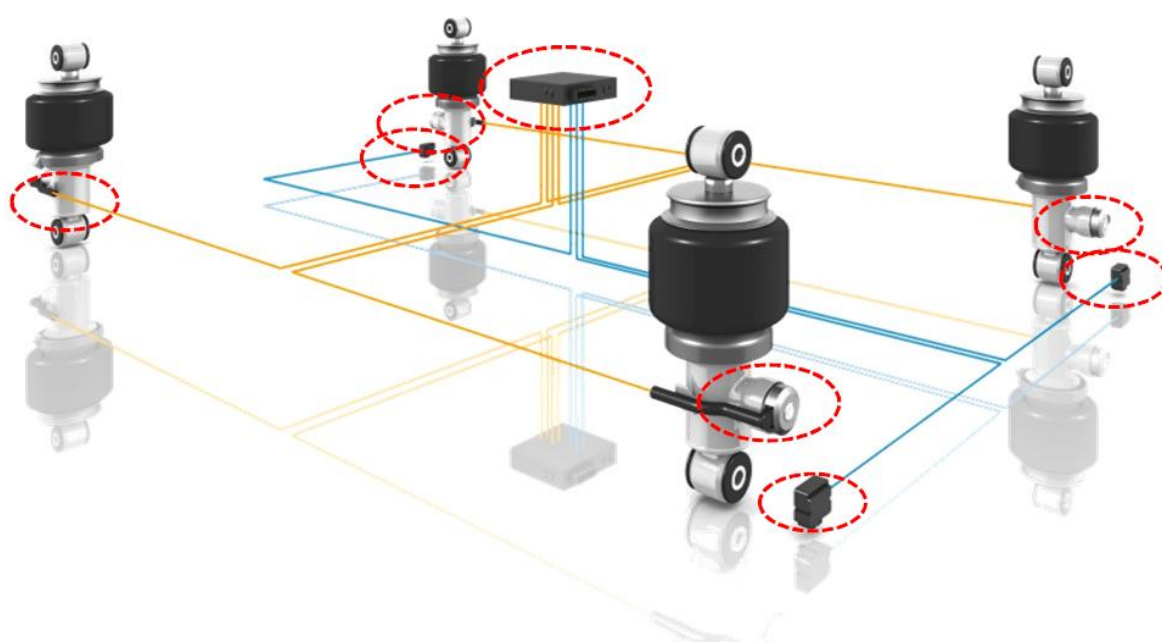


Obrázek 13 Tlumicí charakteristika pasivního tlumiče [9]

Semi-aktivní systémy již nabízí lepší možnosti, kdy je možno přepínat mezi několika charakteristikami v reálném čase. Stále ale nemohou dodávat do systému energii, pouze lze měnit charakter její disipace.

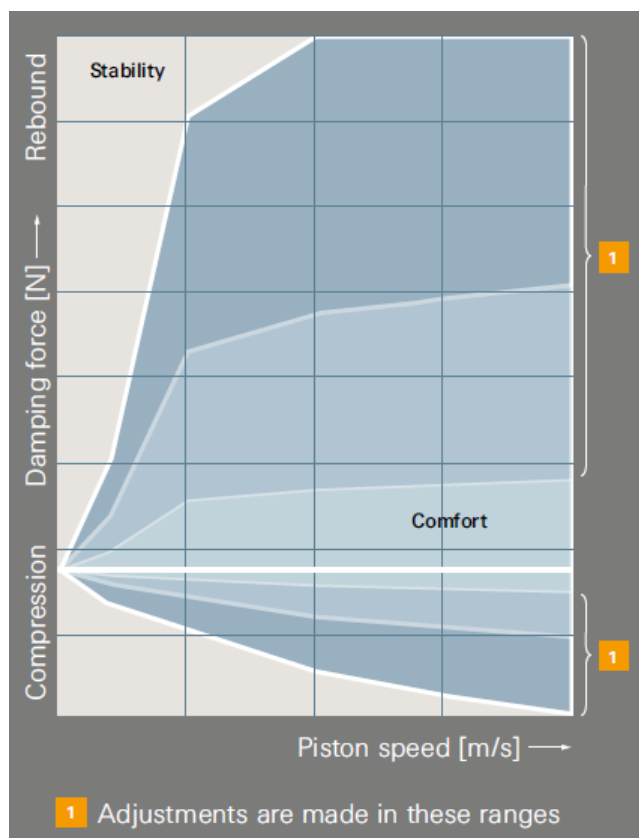
Aktivní systémy odpružení, které používají stálý zdroj energie, jsou schopny nejen měnit charakter disipace energie ale i do systému energii dodávat. Zvládají přepínat charakteristiky tlumení v reálném čase v závislosti na rychlosti traktoru a terénu, ve kterém se traktor pohybuje. Dokáže se tak velmi rychle přizpůsobit provozním podmínkám. Nevýhodou je však velmi vysoká cena a náročná údržba. Zatím se v oblasti odpružení traktorových kabin nevyužívá systému aktivního odpružení.

Jedním ze systémů semi-aktivního pneumatického odpružení je systém CDC (Continuous Damping Control) od firmy ZF, jehož schéma je na *obrázku 14*.



Obrázek 14 Systém aktivního pneumatického odpružení od firmy ZF [9]

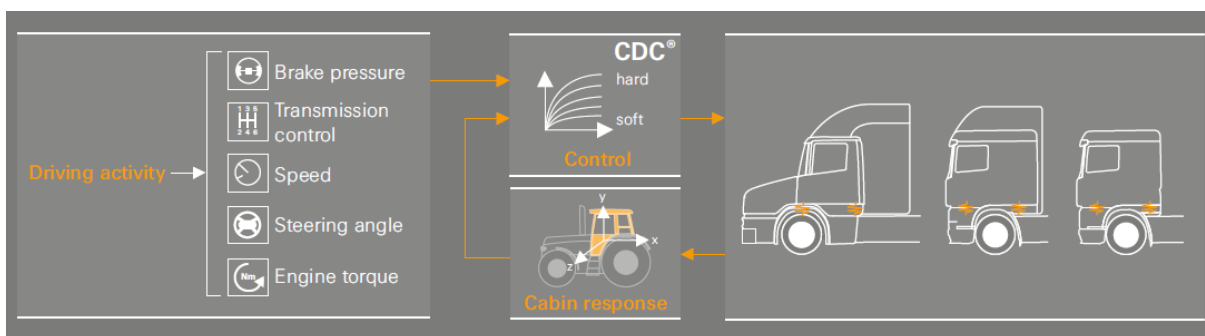
Tento systém využívá nastavitelný tlumič, řízený elektromagnetickým ventilem, který dostává pokyny od řídicí jednotky. Charakteristiky takového tlumiče pak lze měnit v rozsahu naznačeném na obrázku 15.



Obrázek 15 Rozsah tlumících charakteristik tlumiče CDC [9]



Řídící jednotka na základě signálů z brzdového okruhu, převodovky, rychlosti vozidla, natočení volantu a točivého momentu motoru vypočítá optimální nastavení tlumiče a v reálném čase mění jeho charakteristiku (viz *obrázek 16*).

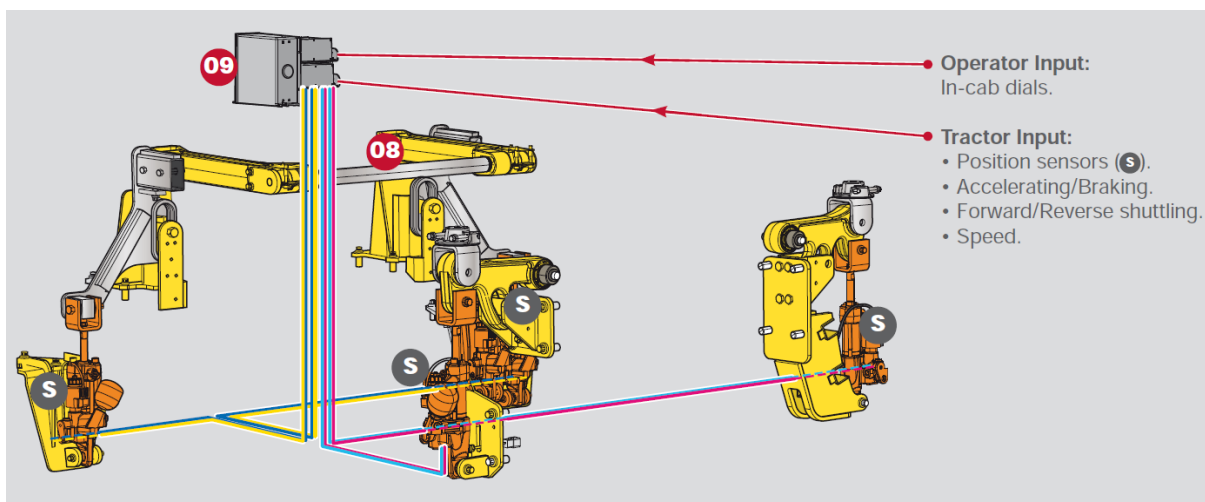


Obrázek 16 Řízení tlumiče CDC [9]

ODPRUŽENÍ HYDROPNEUMATICKÉ

Podobně jako pneumatické odpružení nabízí hydropneumatické výhody adaptivního a semi-aktivního odpružení. Pracovní kapalina je tlumiči připouštěna nebo odebírána z hydraulického obvodu traktoru v závislosti na pracovních podmínkách. Funkci pružiny zde plní plyn, jenž je uchovávan v tlakových zásobnících a podle potřeby je jeho množství v pracovním prostoru zvyšováno či snižováno, čímž se mění tuhost.

Příklad hydropneumatického odpružení kabiny traktoru Massey Fergusson 8600 je schematicky znázorněno na *obrázku 17*.



Obrázek 17 Hydropneumatické odpružení OptiRide Plus [13]

Kabina je odpružena pomocí čtyř hydropneumatických modulů. Pro omezení příčných pohybů kabiny je zde torzní tyč. Všechny moduly jsou propojeny s řídicí jednotkou, která vyhodnocuje signály ze snímačů zrychlení a řídí množství pracovní kapaliny a plynu v těchto modulech.



2 HODNOCENÍ JÍZDNÍHO KOMFORTU

V následující kapitole bude popsán vliv působení vibrací na člověka a metody měření a vyhodnocování jízdního komfortu.

2.1 VLIV PŮSOBNÍ VIBRACÍ NA ČLOVĚKA

Dlouhodobé působení vibrací na člověka způsobuje fyziologické změny, zejména v oblasti zad, beder a kyčlí. V kombinaci s častým otáčením se dozadu při obsluze traktoru pro kontrolu připojené agregace je působení vibrací ještě závažnější. Postupně dochází ke zhoršování schopnosti ovládat vozidlo, klesá účinnost práce a další možná utilizace traktoru. V extrémním případě může řidič traktoru skončit v invalidním důchodě.

Lidský organismus vnímá mechanické kmitání (vibrace) různě. Vibrace mohou na člověka působit lokálně (různé ruční nářadí) nebo celkově. V případě řízení traktoru se vibrace na řidiče přenášejí z podlahy a ze sedačky, takže působení vibrací je celkové.

V závislosti na frekvenci a amplitudě kmitů a také na místě působení vznikají poruchy činnosti některých orgánů a funkčních systémů člověka [6]:

- Celkové kmity s frekvencí 0,1 - 0,3 Hz zasahují především vestibulární funkci. Tyto poruchy se projevují bolestmi krční páteře, žaludečními problémy, špatné koordinace pohybu, dezorientací a psychofyzickými iluzemi.
- Do 1 Hz vnímá člověk kmity hlavně zrakem.
- Do 10 Hz kmity s vyššími amplitudami jsou vnímány vestibulárním systémem, který registruje změnu polohy.
- Nad 20 Hz člověk vnímá kmity i sluchem.

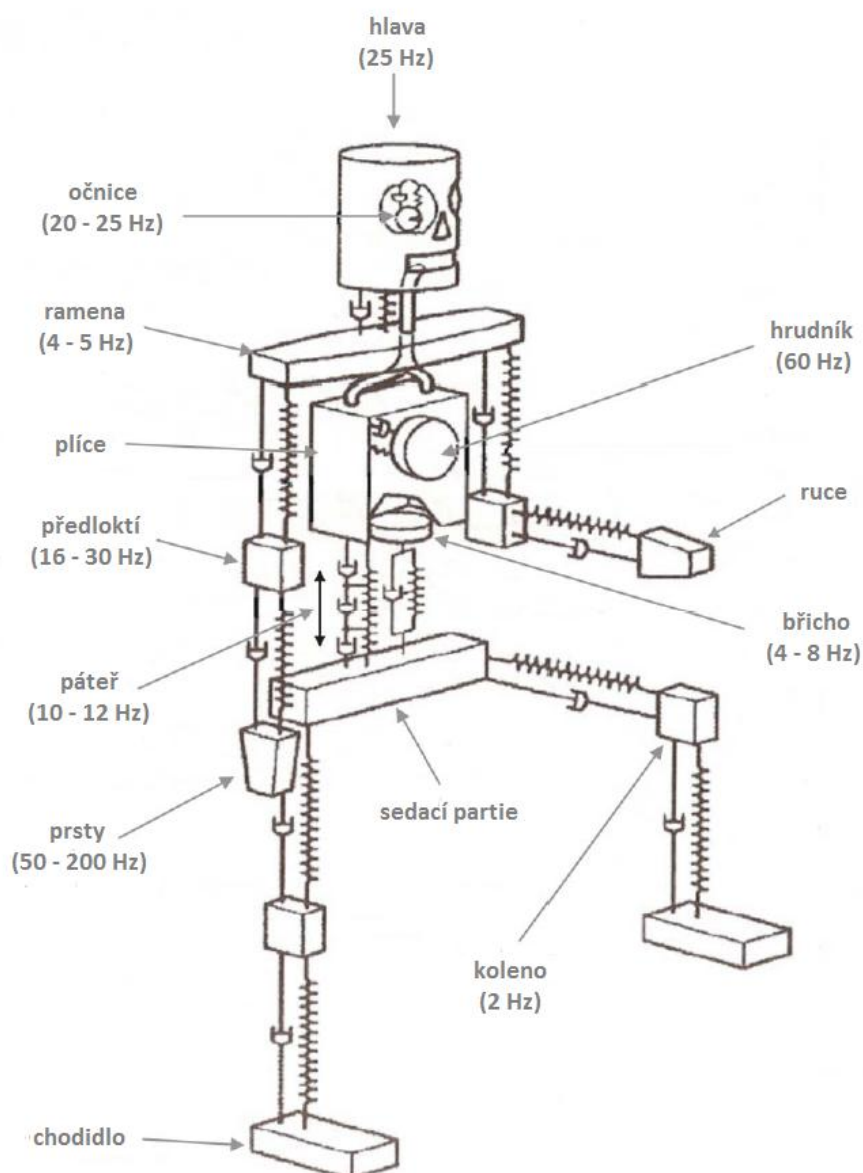
Při působení vibrací na tělo člověka dochází k vynucenému kmitání některých částí lidského organismu nebo celého těla (dochází k rezonanci). Znalost těchto jevů je důležitým předpokladem pro správnou konstrukci strojů, s kterými je člověk v bezprostřední interakci. Znalost mechanických vlastností lidského těla je nutná při jeho modelování jako mechanické soustavy s více stupni volnosti [6].

Rezonanční kmitočty jednotlivých částí těla:

- Ve svislém směru 3 - 6 Hz
- Ve vodorovném směru 3 Hz

V důsledku vibrací dochází k dynamickému namáhání částí lidského těla a jeho vnitřních orgánů. To má za následek zhoršení oběhového systému lidského organismu, projevujícím se nejprve jako únava a poté poruchami vegetativní nervové soustavy [6].

Na *obrázku 18* je vyobrazen mechanický model lidského těla s vlastními frekvencemi jednotlivých částí.



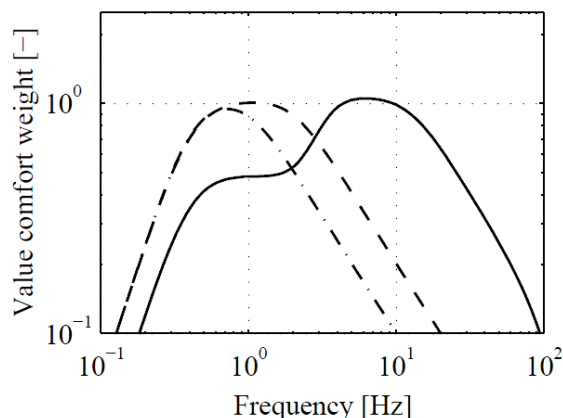
Obrázek 18 Model lidského těla s vlastními frekvencemi jednotlivých částí [7]

2.2 HODNOCENÍ JÍZDNÍHO KOMFORTU

Vnímání jízdního komfortu se mezi jednotlivci liší. Subjektivní posuzování komfortu je proto nevhodné a byly vytvořeny normy, které jízdní komfort posuzují objektivně. Vibrace přenášející se z podlahy a sedačky na člověka se označují zkratkou WBV (z anglického Whole-Body Vibration). Vliv WBV na člověka popisuje norma ISO 2768-1 (1997). Dle této normy je WBV mechanická vibrace, která, přenese-li se na tělo člověka, ohrožuje jeho zdraví a bezpečnost [2].

Pro měření vibrací jsou dle ISO 5008 (2002) stanoveny dvě zkušební dráhy (100 m a 35 m).

Při posuzování jízdního komfortu je rozdíl, jestli člověk stojí, sedí nebo leží. Také směr přenosu vibrací hraje velkou roli při vnímání jízdního komfortu. Na *obrázku 19* jsou v grafu zobrazeny křivky pro vážení frekvencí při vyhodnocování jízdního komfortu na opěrce sedadla řidiče. Ve svislém směru jsou za nekomfortní považovány frekvence 4 – 8 Hz. V podélném a příčném směru jsou to frekvence 0,7 – 2 Hz. Pro otáčení kolem jednotlivých os jsou nekomfortní frekvence 0,5 – 1 Hz [3].



Obrázek 19 Vážení frekvencí dle ISO 2631 (1997) [3]

Podle ISO 2631-1 (1997) lze úroveň komfortu stanovit výpočtem celkové hodnoty vibrací [3]:

$$a_v = \sqrt{k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2 + k_\phi^2 a_{w\phi}^2 + k_\theta^2 a_{w\theta}^2 + k_\psi^2 a_{w\psi}^2}, \quad (1)$$

kde a_{wi} jsou vážená zrychlení:

$$a_{wi} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{wi}^2(t) dt}, \quad (2)$$

$a_{wi}(t)$ jsou okamžité hodnoty vážených zrychlení na sedačce řidiče a $i \in [x, y, z, \phi, \theta, \psi]$ jsou podélný, příčný a svislý směr a rotace kolem x (kolébání), y (houpání) a z (natáčení). Pro konstanty k_i platí: $k_x = k_y = k_z = 1, k_\phi = 0.63, k_\theta = 0.4, k_\psi = 0.2$. T je celková doba měření. Je-li vážená hodnota v jednom směru menší než 25 % celkové hodnoty, může být zanedbána.

Celková hodnota vibrací (1) nemusí vždy stačit pro odhad vnímání komfortu. Je známo, že tato hodnota nevystihuje dostatečně náhodné nárazy. Proto byl zaveden tzv. crest-factor, který je definován jako poměr maximální hodnoty zrychlení k jeho vážené hodnotě. Je-li tento faktor menší než 9, pak lze použít pro posouzení komfortu hodnotu a_v . Pokud je vyšší než 9, je vhodnější použít parametr VDV (The Vibration Dose Value), který dává informaci o celkovém přenosu vibrací během časového intervalu [3]:

$$VDV_{total} = \left\{ \sum_i \int_0^T (k_i a_{wi}(t))^4 dt \right\}^{\frac{1}{4}}. \quad (3)$$



2.3 MODELOVÁNÍ JÍZDNÍHO KOMFORTU

První model kabiny, sestavený za účelem prokázání přínosu odpružení kabiny, byl sestaven již před více než půl stoletím. Model kabiny (Suggs & Huang, 1969) s 1 stupněm volnosti (osa z) a vlastní frekvencí 2.25 Hz naznačil, že nízké vlastní frekvence by byly přednější s ohledem na tlumení vibrací, ale potřebná délka pružících elementů vůči zástavbě nevyhovuje. Model (Hilton & Moran, 1975) s pasivním odpružením se 3 stupni volnosti (osa z , kolébání a houpání) a možností měnit vlastní frekvenci v každém směru ukázal snížení úrovně vibrací ve všech třech směrech, především v terénu s menšími nerovnostmi. Model s 5 stupni volnosti a vlastní frekvencí 1.1 Hz ('t Hart, 1997) prokázal za cenu velké délky pružících elementů dobrý tlumící účinek (obzvlášť v ose z). Experimentální odpružení s vertikálním hydraulickým pružícím prvkem se 3 stupni volnosti (Kauss & Weigelt, 1980), později testováno i s aktivními prvky (Kauss, 1981), kde ovladač používal jako zpětnou vazbu rychlost a pružící prvky byly napájeny z hydraulického systému traktoru. Švédská studie (Zylberstein, 1981) potvrdila účinek odpružení kabiny na traktoru, nicméně řidiči si stěžovali na pocit snížené interakce s vozidlem při určitých manévrech. Na těžkých nákladních vozidlech byl prokázán přínos odpružení za opodstatněnou cenu (Rova, 1990). Poté se začaly hodně využívat odpružené kabiny v nákladních vozech, ale vzhledem k nízkým úrovním vibrací v horizontálních směrech (x , y) u těchto vozů, bylo jejich použití v traktorech velmi omezené. Pasivně odpružená kabina od Renaultu (Robert, 1988) v traktorech, nicméně průlom odpružených kabin v zemědělském sektoru ještě nenastává [1].

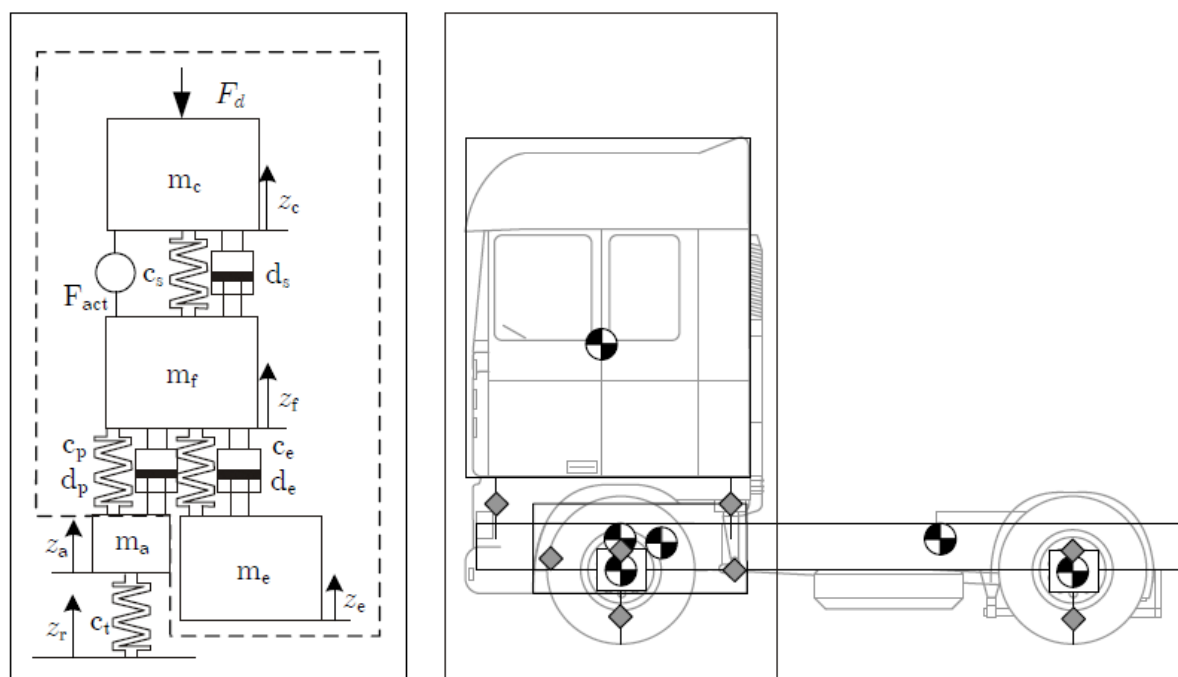
Model odpružení kabiny (Hansson, 1993) srovnává odpružení kabiny pomocí lineárních i nelineárních pasivních prvků a zkoumá i vliv aktivních prvků.

Správný model (Juany, 2001) pro zkoumání jízdního komfortu by měl obsahovat tyto dílčí modely [3]:

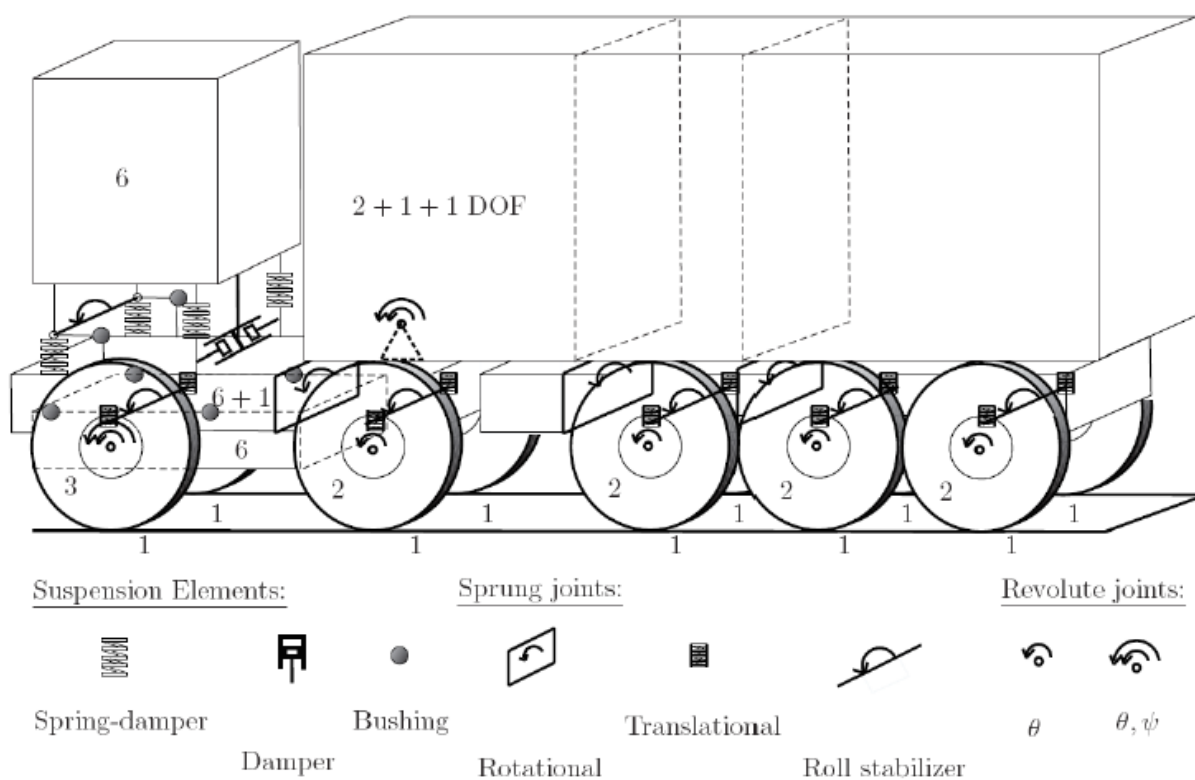
- model vozidla, který popisuje jeho dynamické chování
- model profilu vozovky, který zahrnuje buzení nerovnostmi
- model sedačky a těla řidiče

Názor je takový, že podrobnější model automaticky znamená lepší přesnost predikce chování kabiny. Nicméně toto nebylo dokázáno. Naopak příliš detailní modely mohou způsobit snížení přesnosti. Pro návrh odpružení je tedy důležité chápat hlavní aspekty vozidla, které mohou ovlivnit kvalitu jízdy. Proto by modely měli být co nejjednodušší, ale zároveň pokrývající hlavní efekty. Obecně by měla složitost záviset na záměru použití modelu [3].

Většina modelů vychází ze čtvrtinového modelu vozidla. Příkladem je čtvrtinový model nákladáku se 4 stupni volnosti (viz *obrázek 20*). Pro podrobnější zkoumání se pak používají poloviční nebo celé modely vozu (*obrázek 21*).



Obrázek 20 Čtvrtinový model nákladního vozu se 4 stupni volnosti [3]



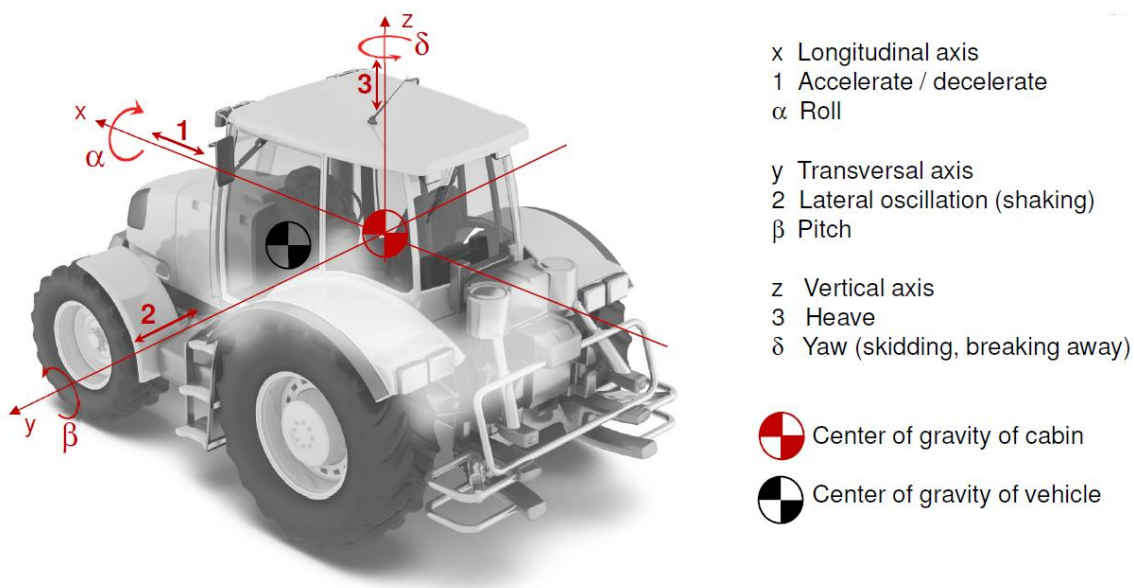
Obrázek 21 Úplný model nákladního vozu s přívěsem se 44 stupni volnosti [3]



3 MĚŘENÍ JÍZDNÍHO KOMFORTU NA VLASTNÍM MODELU

Následuje vlastní část práce, ve které bude popsán model traktoru s odpruženou kabinou sestavený v programu MSC Adams, bude provedeno porovnání různých koncepcí odpružení a citlivostní analýza na jednotlivé vstupní parametry mající vztah k jízdnímu komfortu.

Před samotným popisem modelu je vhodné definovat a popsat souřadný systém používaný při řešení dynamiky nejen traktorů, ale i ostatních vozidel (viz *obrázek 22*).



Obrázek 22 Obecný popis pohybů traktoru [9]

Osa x je podélná, dochází v ní ke zrychlování a zpomalování, otáčivý pohyb kolem osy x se nazývá kolébání.

Osa y je příčná, dochází v ní k bočním oscilacím (otřesům), otáčivý pohyb kolem osy y se nazývá houpání.

Osa z je svislá, dochází v ní k nadzvedávání kabiny, otáčivý pohyb kolem osy z je natáčení.

3.1 POPIS MODELU

Model traktoru byl sestaven v programu Adams View. Skládá se z těchto částí:

- Kabina traktoru (rám, okna a dveře, vybavení kabiny, střecha, blatníky)
- Tělo traktoru (motor, spojková skříň, převodová skříň, rozvodovka, zadní polonápravy a zadní tříbodový závěs)
- Přední náprava
- Kola (včetně závaží)



Přičemž každá část traktoru má skutečné geometrické vlastnosti odpovídající reálnému traktoru, tzn. hmotnost, polohu těžiště a momenty setrvačnosti. Hmotnosti jednotlivých částí traktoru jsou uvedeny v *tabulce 1*.

Tab. 1 Hmotnosti jednotlivých částí traktoru

| Kabina | Tělo | Přední náprava | Přední kola | Zadní kola |
|--------|---------|----------------|-------------|------------|
| 570 kg | 2510 kg | 355 kg | 2x150 kg | 2x330 kg |

Na *obrázku 23* je vyobrazen vlastní model traktoru v programovém prostředí Adams View.



Obrázek 23 Vlastní model traktoru

Přední náprava je spojena s tělem traktoru rotační vazbou, která umožňuje kolébání nápravy. Zároveň je těžiště přední nápravy dovolen pohyb pouze v podélné rovině traktoru. Přední kola jsou k přední nápravě uchycena pevnou vazbou. Zadní kola jsou podobně uchycena k tělu. Levé přední kolo je zavazbeno planárně k desce pod ní. Vazba kabiny vůči tělu se pak liší podle koncepce. U každé koncepce jsou kabině dovoleny pohyby ve všech směrech, takže kabina má 6 stupňů volnosti.

Pod každým kolem je deska, která se pohybuje v ose z . Tyto desky nahrazují nerovnosti vozovky. Pohyb desek je naprogramován pomocí funkce SWEEP s amplitudou zdvihu 0.05 m a postupně rostoucí frekvencí od 0.5 do 10 Hz. Pohyb jednotlivých desek neprobíhá simultánně. Desky pod zadními koly jsou zpožděny o 0.5 s, čímž jejich působení na kola traktoru vyvolává houpání. Desky na pravé straně jsou vůči deskám na levé straně zpožděny o 0.1 s, což vyvolává kolébání traktoru.

Jelikož se tuhost pneumatik také vysokou měrou podílí na snížení přenosu vibrací, bylo mezi pneumatikami a deskami vytvořeno silové působení pružina-tlumič. Pro jednotlivá kola byly nastaveny tyto parametry:

- přední kola s tuhostí 400 kNm^{-1} a konstantou tlumení 2000 Nsm^{-1}
- zadní kola s tuhostí 450 kNm^{-1} a konstantou tlumení 2500 Nsm^{-1}



3.2 POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH KONCEPCÍ ODPRUŽENÍ KABINY

Následuje porovnání jednotlivých koncepcí odpružení kabiny (neodpružená kabina, kabina odpružená vzadu a celoodpružená kabina).

3.2.1 NEODPRUŽENÁ KABINA

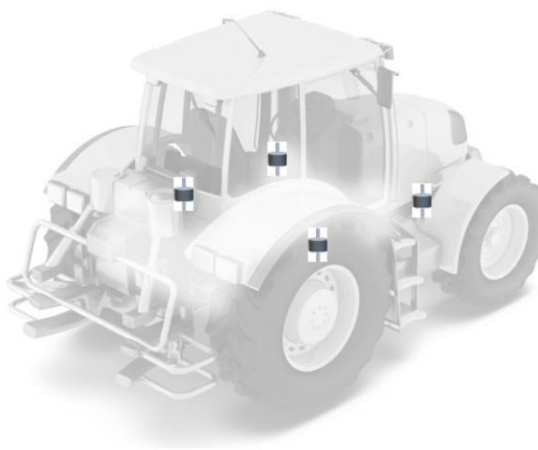
Kabina je k tělu traktoru uchycena čtyřmi silentbloky (viz *obrázek 24*). V tomto případě nejsou možné téměř žádné pohyby kabiny vůči tělu traktoru (jen nepatrné pohyby tak, jak to dovolí tuhost silentbloků).

Vzhledem k tomu, že rozložení tíhy kabiny není vpředu i vzadu stejné (na předních silentblokách leží váha 125 kg a na zadních 160 kg), jsou použity 2 druhy silentbloků. Jejich parametry jsou uvedeny v *tabulce 2*.

Tab. 2 Parametry silentbloků

| Silentblok | k_x [Nm ⁻¹] | k_y [Nm ⁻¹] | k_z [Nm ⁻¹] |
|------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
| Přední | 1040 | 650 | 340 |
| Zadní | 1200 | 1200 | 450 |

Výsledky ze simulace neodpružené kabiny jsou v kapitole 3.2.5.



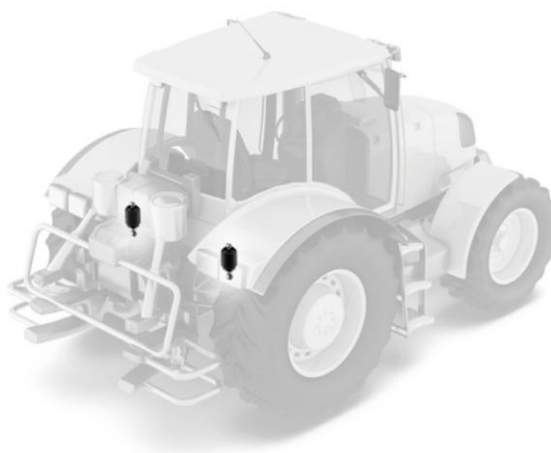
Obrázek 24 Schéma traktoru s neodpruženou kabinou [9]

3.2.2 KABINA ODPRUŽENÁ VZADU

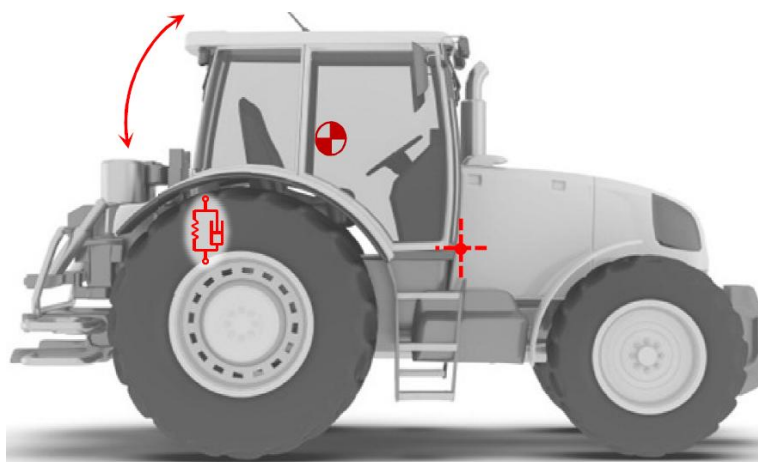
V přední části zůstává kabina uchycena pomocí radiálních silentbloků. Vzadu je pak použito odpružení pomocí kombinace pružina-tlumič. Parametry pružiny a tlumiče jsou uvedeny v *tabulce 3*. Tyto parametry odpovídají vlastní frekvenci kabiny 1 Hz a poměrnému útlumu 0.5 (viz dále). Schéma této koncepce odpružení je na *obrázku 25*.

Tab. 3 Parametry zadních pružin a tlumičů

| k_r [Nm ⁻¹] | c_r [Nsm ⁻¹] |
|---------------------------|----------------------------|
| 6317 | 1005 |

**Obrázek 25** Schéma traktoru s kabinou odpruženou vzadu [9]

Při tomto odpružení je umožněno pouze houpání kabiny (viz obrázek 26).

**Obrázek 26** Možné pohyby kabiny odpružené vzadu [9]

Výsledky ze simulace kabiny odpružené vzadu jsou v kapitole 3.2.5.

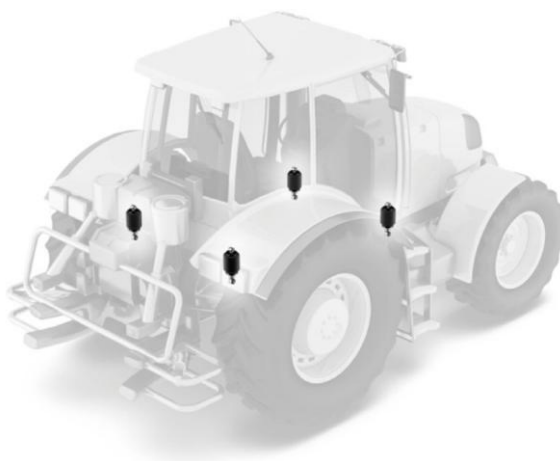
3.2.3 CELOODPRUŽENÁ KABINA

Kabina je odpružena vpředu i vzadu. Parametry zadních pružin a tlumičů zůstávají stejné jako u předchozí koncepce. Parametry předních pružin a tlumičů jsou uvedeny v *tabulce 4*. Tyto parametry opět odpovídají vlastní frekvenci kabiny 1 Hz a poměrnému útlumu 0.5. Kabina je vůči rámu zajištěna dvěma stabilizačními tyčemi, omezujícími kolébání a houpání kabiny. Schéma této koncepce odpružení je na *obrázku 27*.



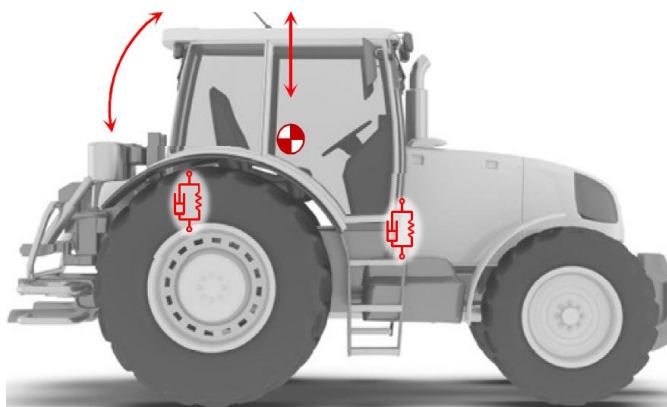
Tab. 4 Parametry předních pružin a tlumičů

| k_f [Nm^{-1}] | c_f [Nsm^{-1}] |
|----------------------------|-----------------------------|
| 4935 | 785 |

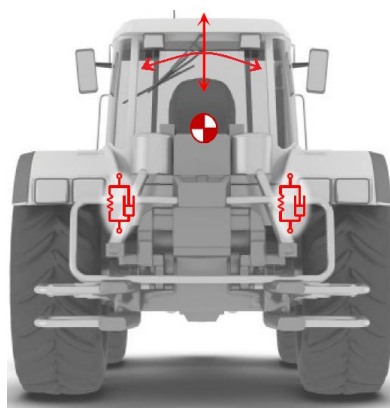


Obrázek 27 Schéma traktoru s celoodpruženou kabinou [9]

Tato koncepce umožňuje kolébání, houpání a pohyb kabiny v ose z (viz obrázky 28 a 29).



Obrázek 28 Možné pohyby celoodpružené kabiny [9]



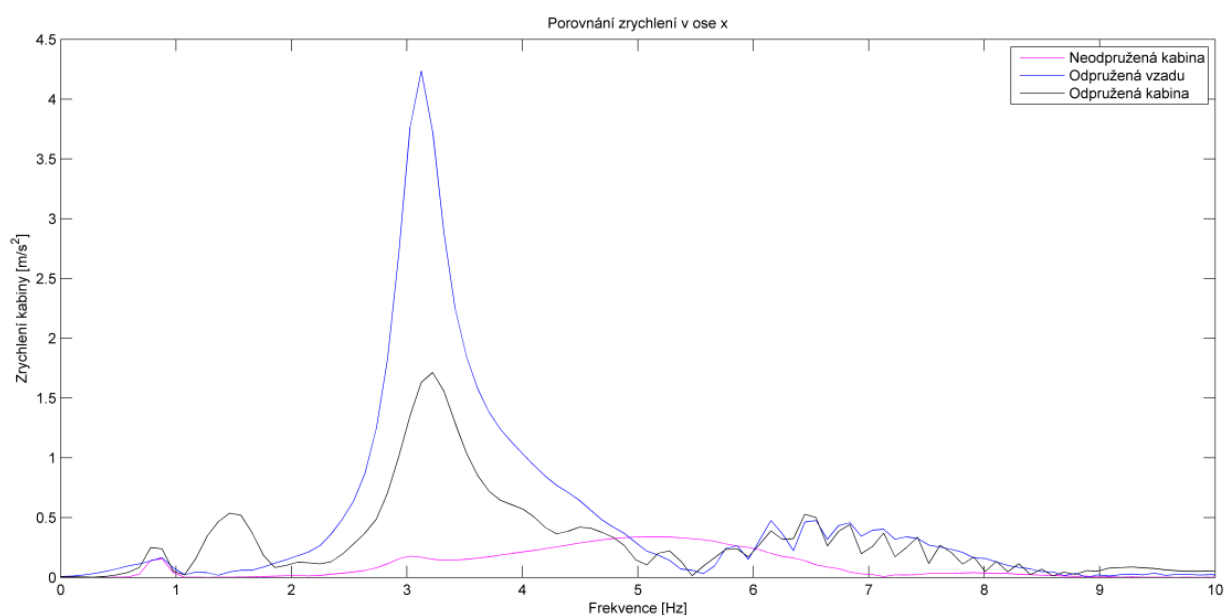
Obrázek 29 Možné pohyby celoodpružené kabiny [9]

Výsledky ze simulace celoodpružené kabiny jsou v kapitole 3.2.5.

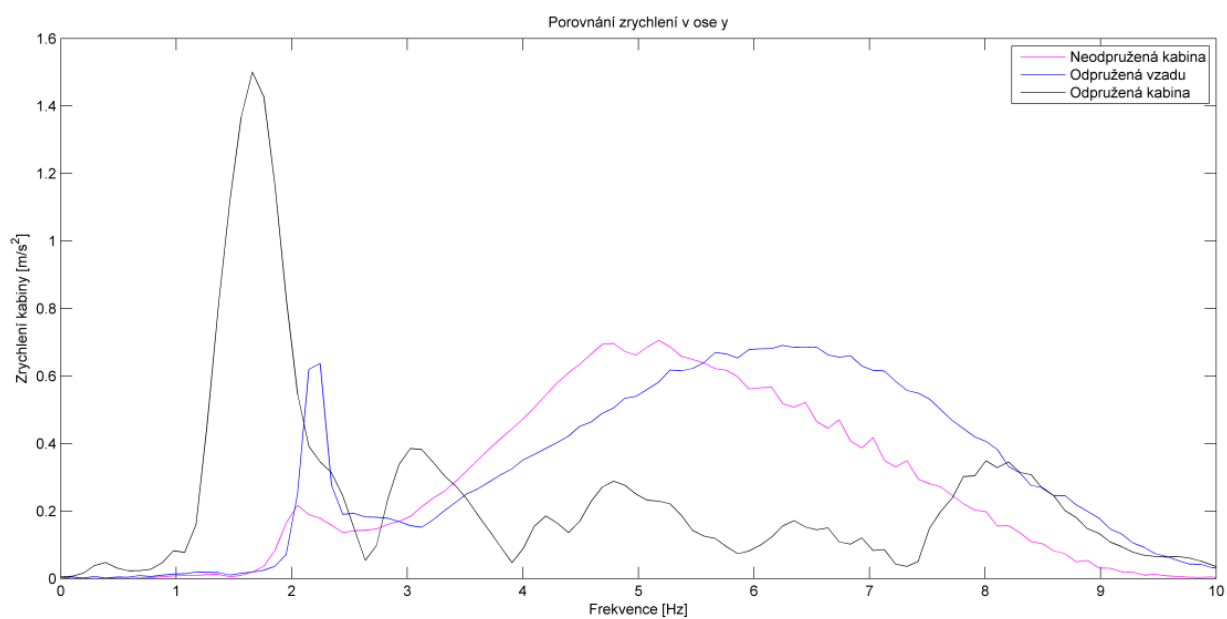
3.2.4 SROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH KONCEPCÍ

Porovnání naměřených zrychlení je v grafech na *obrázku 30, 31 a 32*.

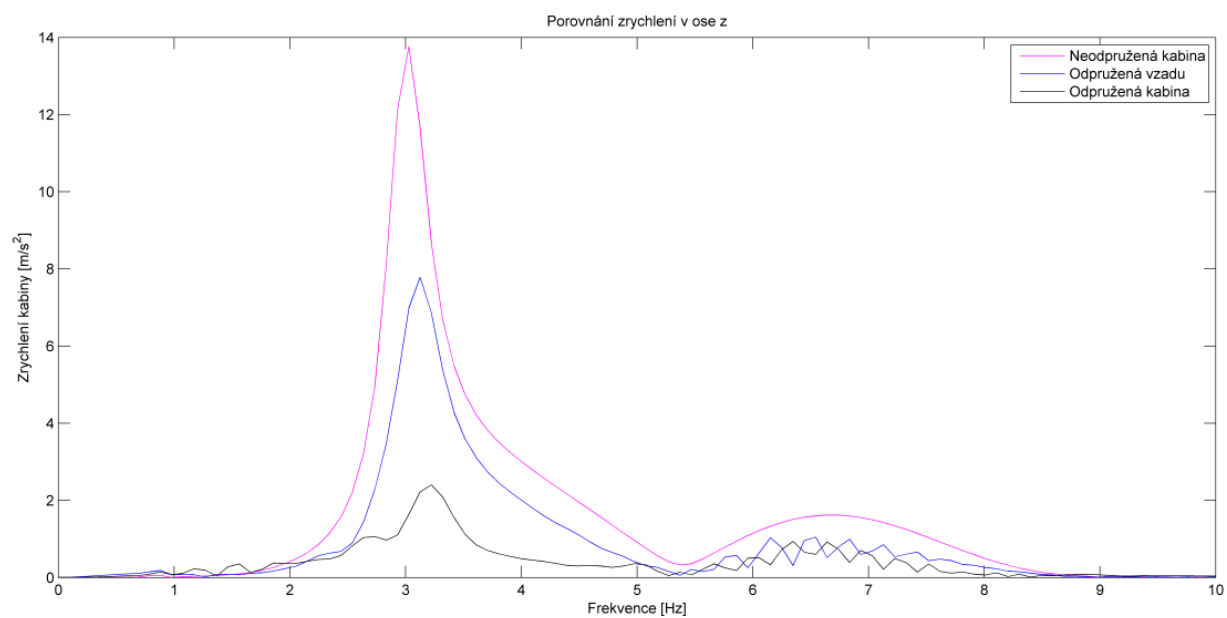
Porovnáním zrychlení v osách x , y a z pro jednotlivé koncepce bychom měli vidět význam odpružení kabiny. V grafech zrychlení v ose x a y se pravděpodobně projevuje nevhodně nastavená tuhost předních silentbloků u kabiny odpružené vzadu a u celoodpružené kabiny pak její nevhodné zajištění vůči tělu traktoru, což způsobuje, že hodnoty zrychlení jsou zejména v ose x pro neodpruženou kabinu podstatně nižší, než bychom předpokládali. Rozdíl mezi kabinou odpruženou vzadu a celoodpruženou kabinou je z těchto dvou grafů patrnější a důvěryhodnější, jen se u celoodpružené kabiny projevuje při frekvenci cca 1.7 Hz určitá rezonance celého modelu. Porovnání zrychlení v ose z dává jasný důkaz o snížení zrychlení kabiny a tedy zvýšení jízdního komfortu.



Obrázek 30 Porovnání zrychlení těžiště kabiny v ose x

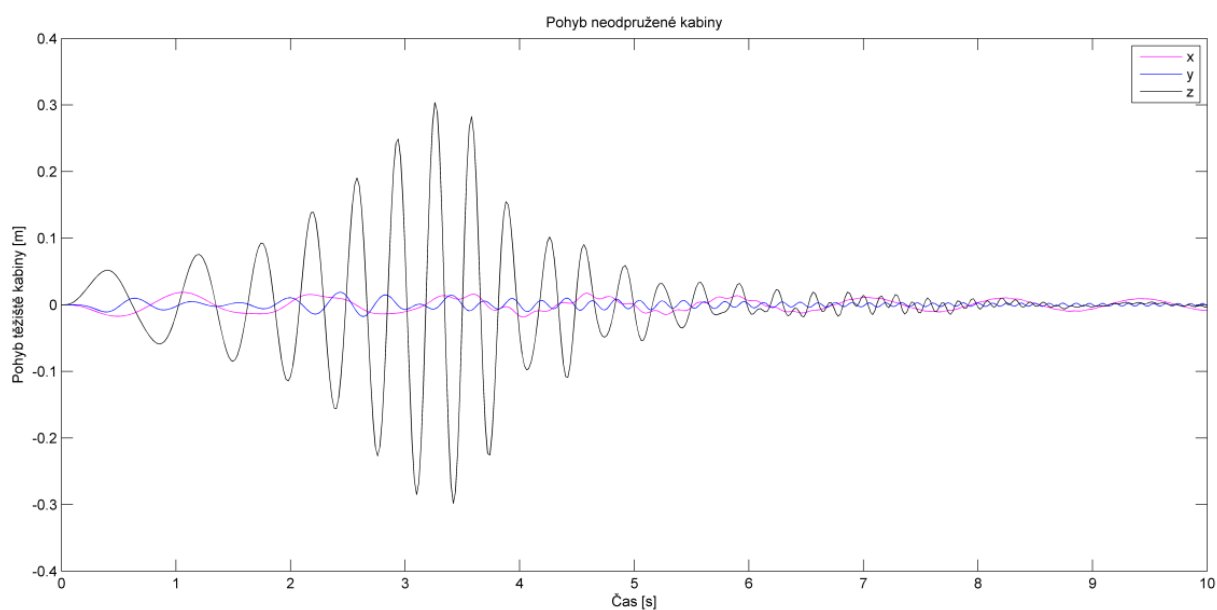


Obrázek 31 Porovnání zrychlení těžiště kabiny v ose y

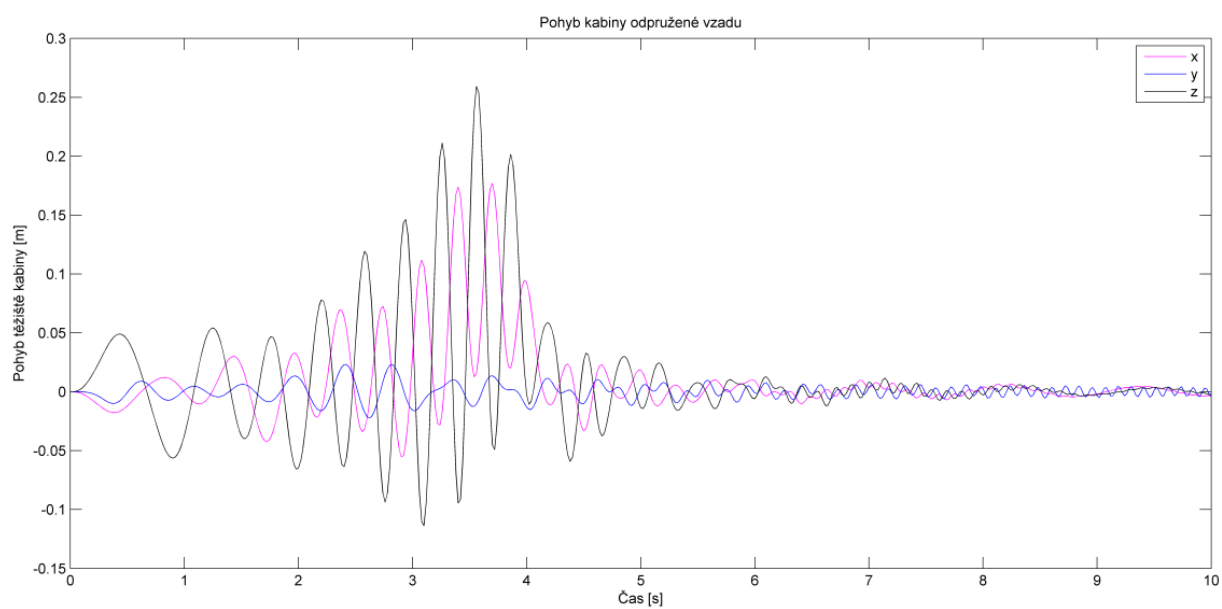


Obrázek 32 Porovnání zrychlení těžiště kabiny v ose z

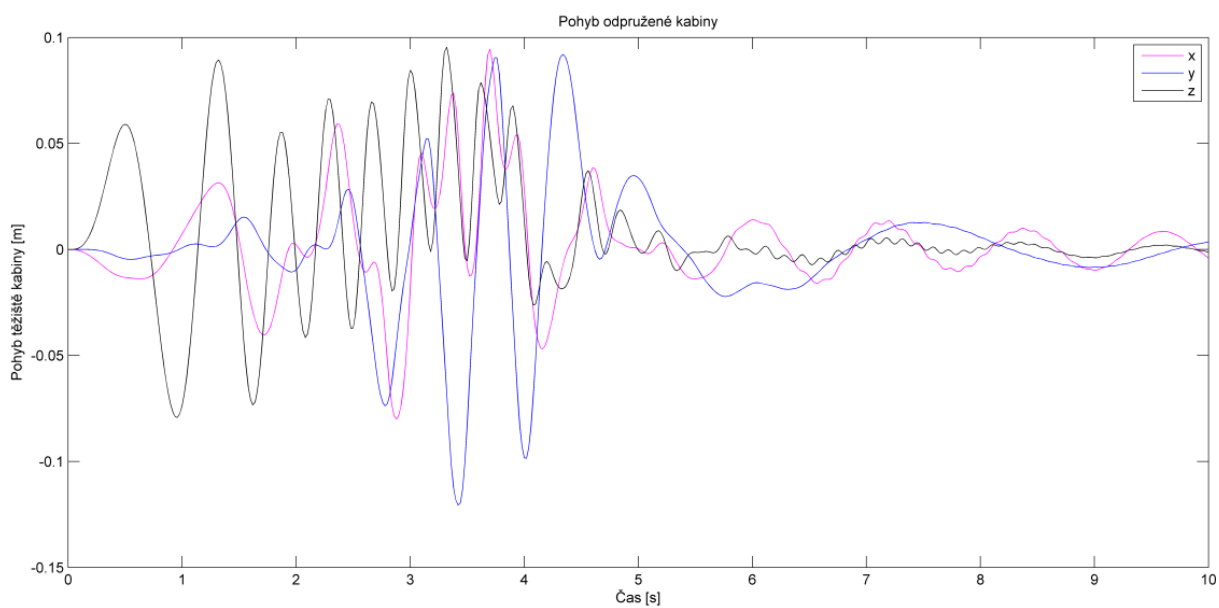
3.2.5 VÝSLEDKY ZE SIMULACÍ JEDNOTLIVÝCH KONCEPCÍ



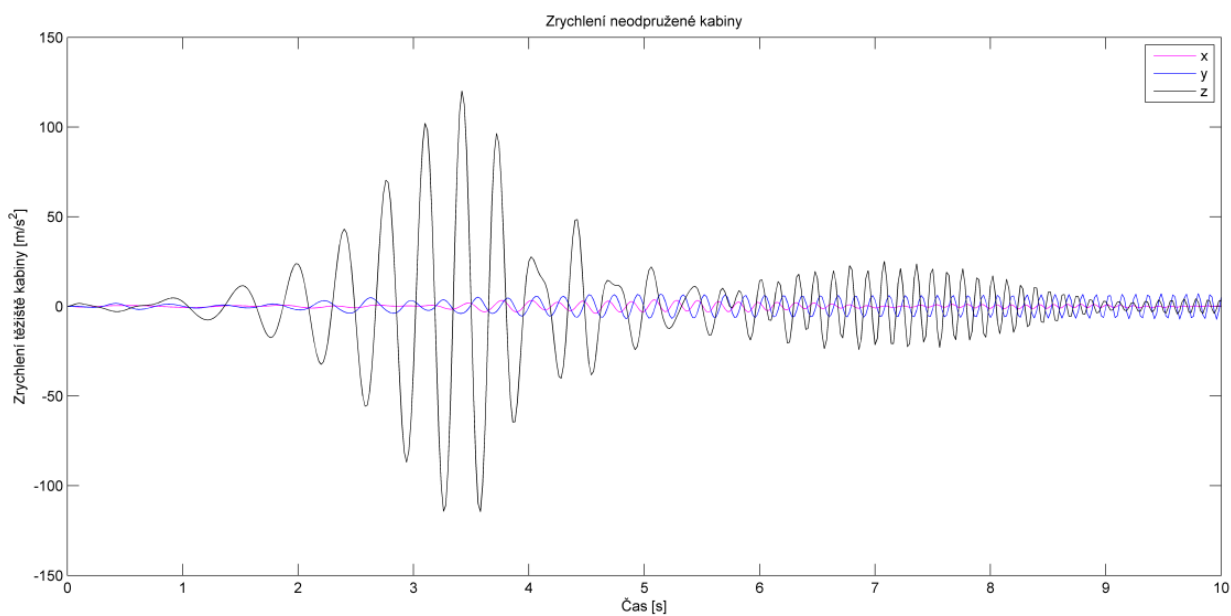
Obrázek 33 Pohyb těžiště neodpružené kabiny



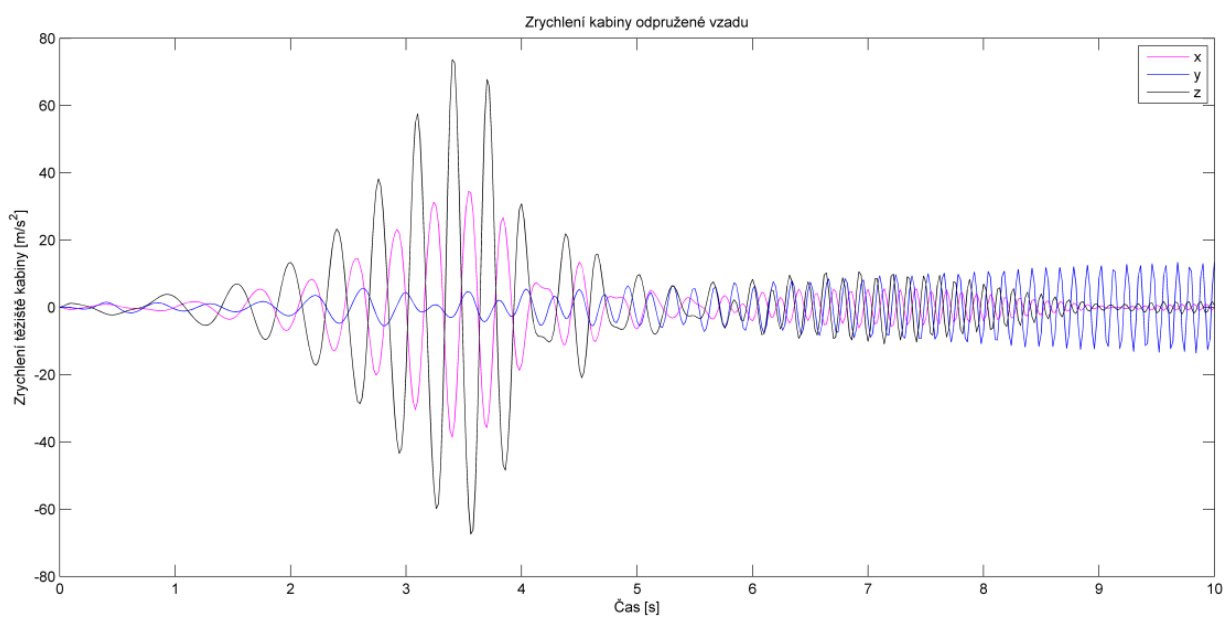
Obrázek 34 Pohyb těžiště kabiny odpružené vzadu



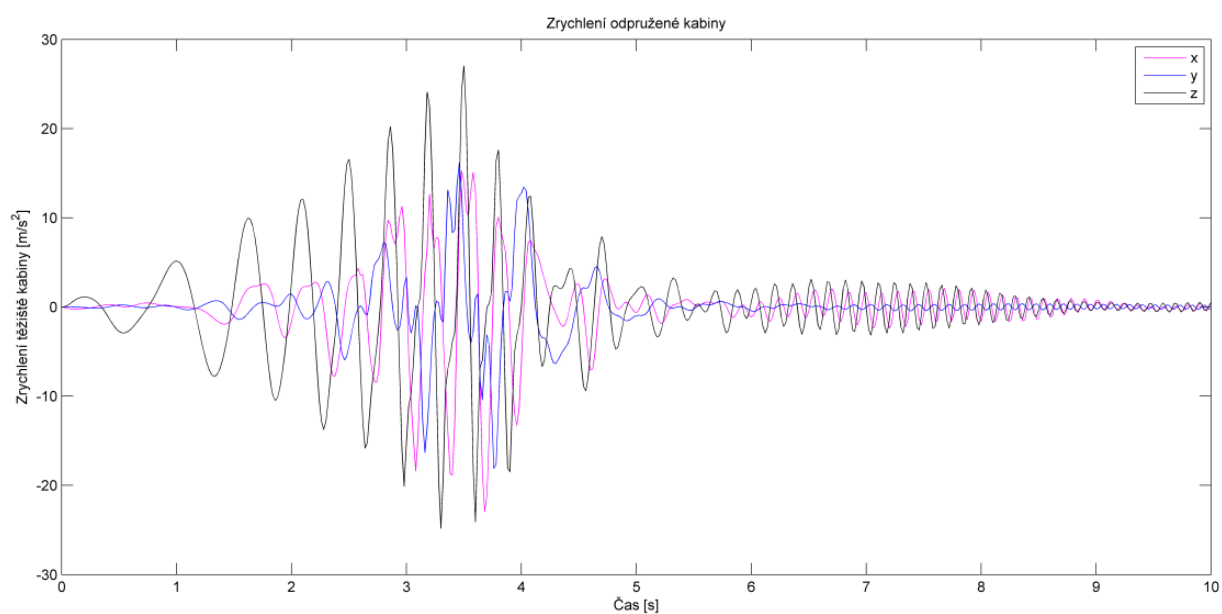
Obrázek 35 Pohyb těžiště celoodpružené kabiny



Obrázek 36 Zrychlení těžiště neodpružené kabiny



Obrázek 37 Zrychlení těžiště kabiny odpružené vzadu



Obrázek 38 Zrychlení těžiště celoodpružené kabiny



3.3 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA

Nyní se zaměříme na zkoumání vlivu parametrů mající přímý vztah k jízdnímu komfortu.

Uvažujme kombinaci pružiny a tlumiče jako lineární prvek s 1 stupněm volnosti. Tento prvek je spojen s tělem a kabinou traktoru. Vybudíme-li systém tak, že se dostane ze své rovnovážné polohy, bude pro návrat do rovnováhy platit následující pohybová rovnice [1]:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = 0, \quad (4)$$

přičemž z je výchylka z rovnovážné polohy, m je hmotnost odpružené hmoty (kabiny), c je konstanta útlumu a k je tuhost pružiny.

Chování kabiny můžeme ovlivnit změnou její hmotnosti m nebo změnou tuhosti pružiny k , čímž změníme vlastní frekvenci soustavy, nebo můžeme chování ovlivnit konstantou útlumu c , která dále definuje poměrný útlum R .

Protože hmotnost kabiny je daná, budeme měnit vlastní frekvenci kabiny změnou tuhosti pružin k a dále poměrný útlum R .

Pro vlastní frekvenci kabiny platí:

$$f_{vl} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (5)$$

Jak bylo dříve zmíněno, nižší vlastní frekvence snižuje amplitudu zrychlení, ale za cenu zvýšeného pohybu pružících prvků. Vyšší vlastní frekvence snižují jízdní komfort, ale lépe splňují kritéria pro zástavbu elementů odpružení.

Pro poměrné tlumení platí [1]:

$$R = \frac{c}{c_{krit}}, \quad (6)$$

kde

$$c_{krit} = 2\sqrt{km}, \quad (7)$$

je kritická konstanta útlumu.

Pro $R=0$ bude kabina oscilovat kolem rovnovážné polohy s neměnnou amplitudou a vlastní frekvencí.

Pro $0 < R < 1$ bude docházet k postupnému tlumení kmitů (s rostoucím R rychleji).

Pro $R=1$ se bude odpružená hmota vracet do rovnovážné polohy bez jakékoliv oscilace.

Pro $R > 1$ se odpružená hmota blíží asymptoticky do rovnovážné polohy.



V *tabulce 5* jsou uvedeny vypočtené hodnoty tuhosti pružin a konstant tlumení pro různé vlastní frekvence a poměrná tlumení systému.

Tab. 5 Parametry odpružení

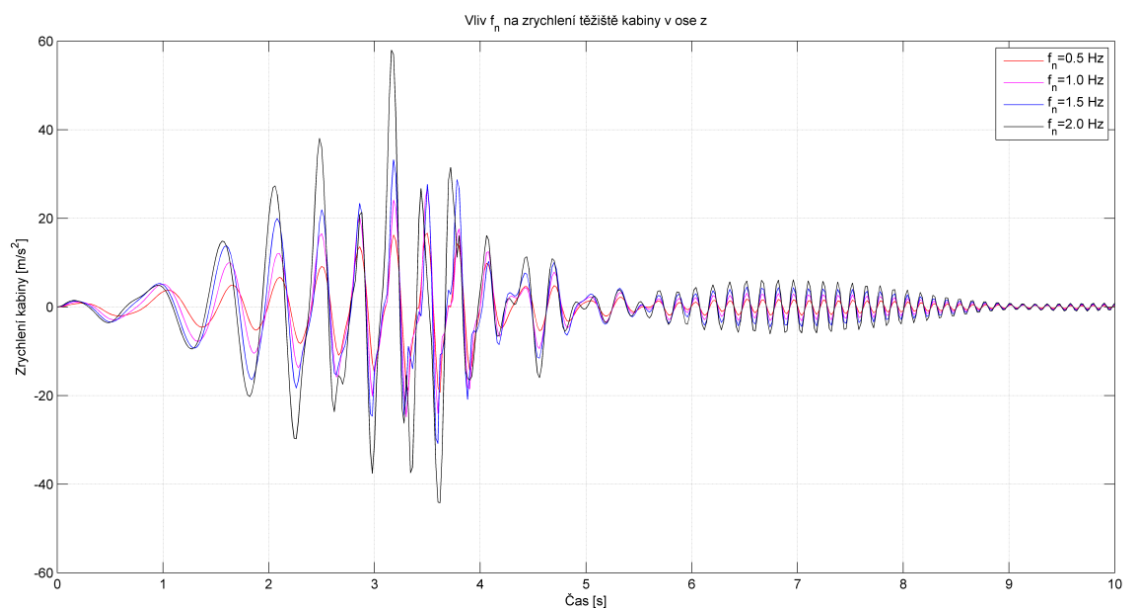
| f_{vl} [Hz] | k [Nm ⁻¹] | c [Nsm ⁻¹] pro R=0.2 | c [Nsm ⁻¹] pro R=0.5 | c [Nsm ⁻¹] pro R=0.8 |
|---------------|-------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| 0.5 | $k_f = 1234$ | $c_f = 157$ | $c_f = 393$ | $c_f = 628$ |
| | $k_r = 1579$ | $c_r = 201$ | $c_r = 503$ | $c_r = 804$ |
| 1.0 | $k_f = 4935$ | $c_f = 314$ | $c_f = 785$ | $c_f = 1256$ |
| | $k_r = 6317$ | $c_r = 402$ | $c_r = 1005$ | $c_r = 1608$ |
| 1.5 | $k_f = 11103$ | $c_f = 471$ | $c_f = 1178$ | $c_f = 1884$ |
| | $k_r = 14212$ | $c_r = 603$ | $c_r = 1508$ | $c_r = 2412$ |
| 2.0 | $k_f = 19739$ | $c_f = 628$ | $c_f = 1571$ | $c_f = 2512$ |
| | $k_r = 25266$ | $c_r = 804$ | $c_r = 2011$ | $c_r = 3216$ |

Výsledky ze simulací pro různé vlastní frekvence a poměrná tlumení jsou v kapitole 3.3.3.

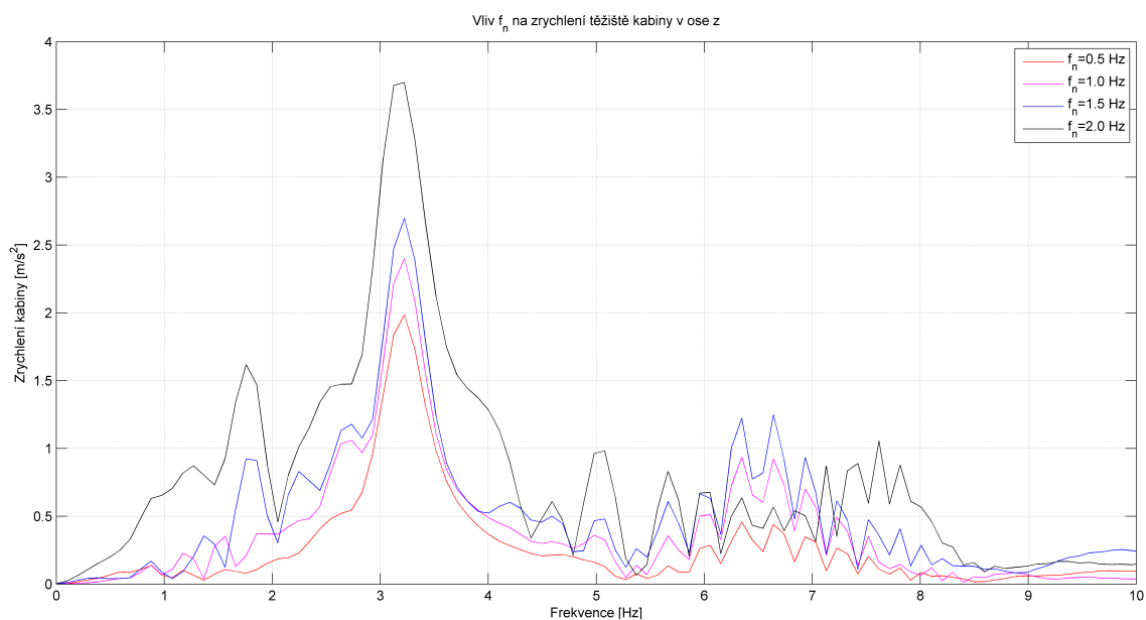
3.3.1 VLIV VLASTNÍ FREKVENCE KABINY

Na *obrázku 39-45* lze vidět vliv vlastní frekvence kabiny na její chování. Hodnota poměrného útlumu byla ve všech případech nastavena na 0.5.

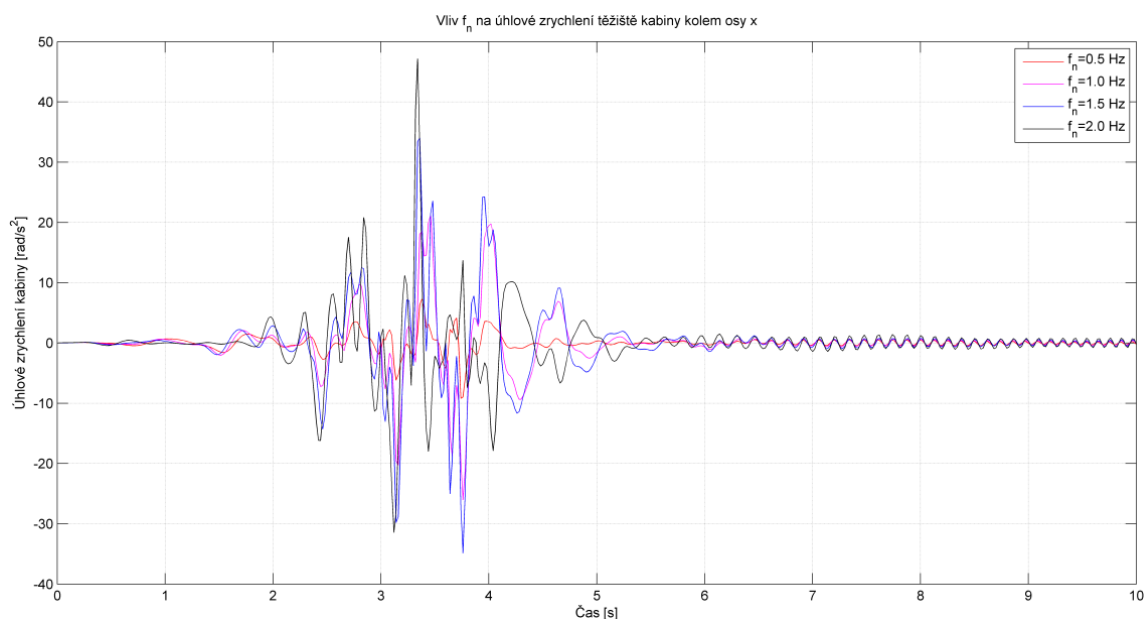
Jak lze z grafů vidět, snižování vlastní frekvence kabiny vede ke snížení hodnot zrychlení jak při pohybu v ose z , tak i při kolébání a houpání kabiny. Dá se tedy říct, že snižování vlastní frekvence zvyšuje jízdní komfort. S tím ale souvisí zvýšený pohyb jednotlivých pružících elementů a tedy i celé kabiny, což by při přejezdu větší nerovnosti mohlo způsobit pohyb kabiny až na doraz a s tím spojený prudký nárůst zrychlení a krátkodobé zhoršení jízdního komfortu. S klesající vlastní frekvencí zároveň klesá i síla v pružících elementech, což dále vede ke snížení ovladatelnosti a schopnosti kontroly vozidla, tedy ke snížení bezpečnosti jízdy.



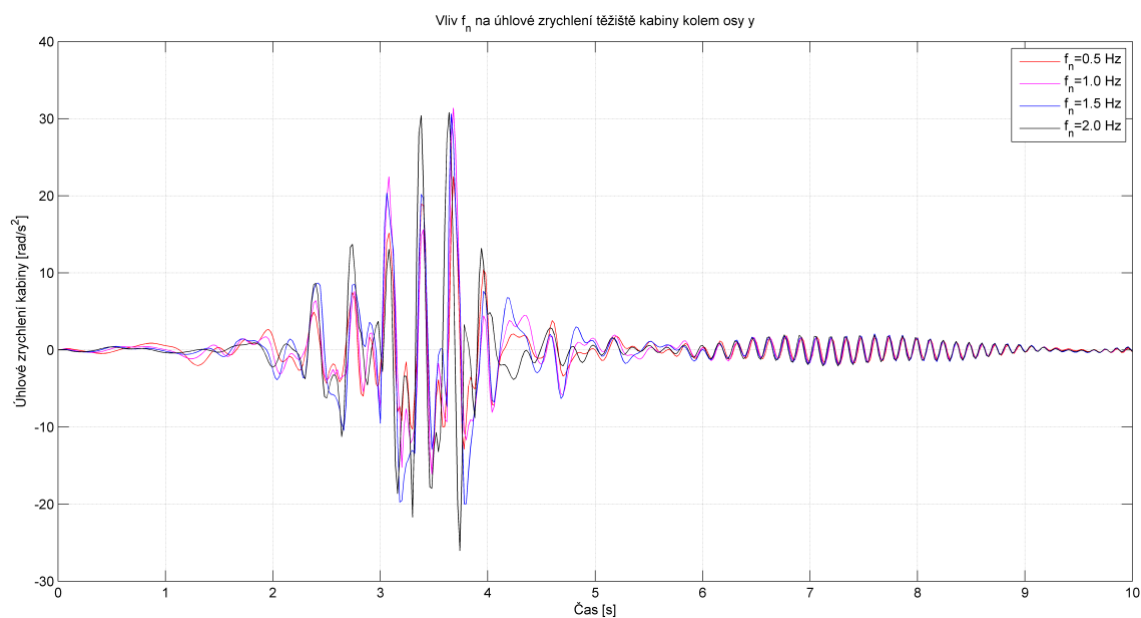
Obrázek 39 Vliv f_{vl} na zrychlení těžiště kabiny v ose z



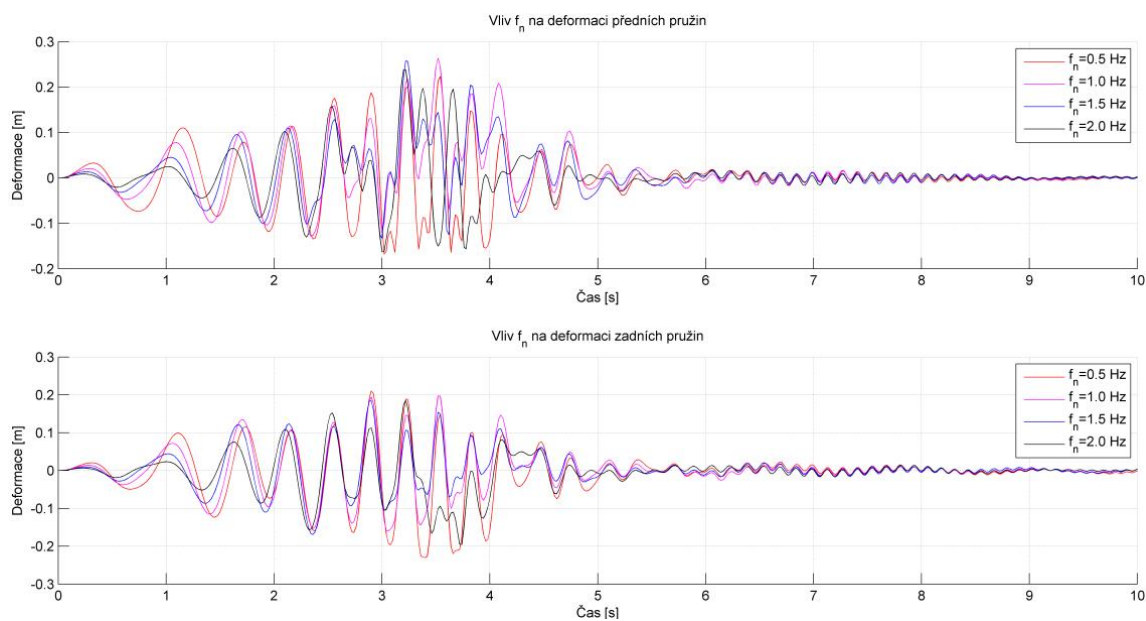
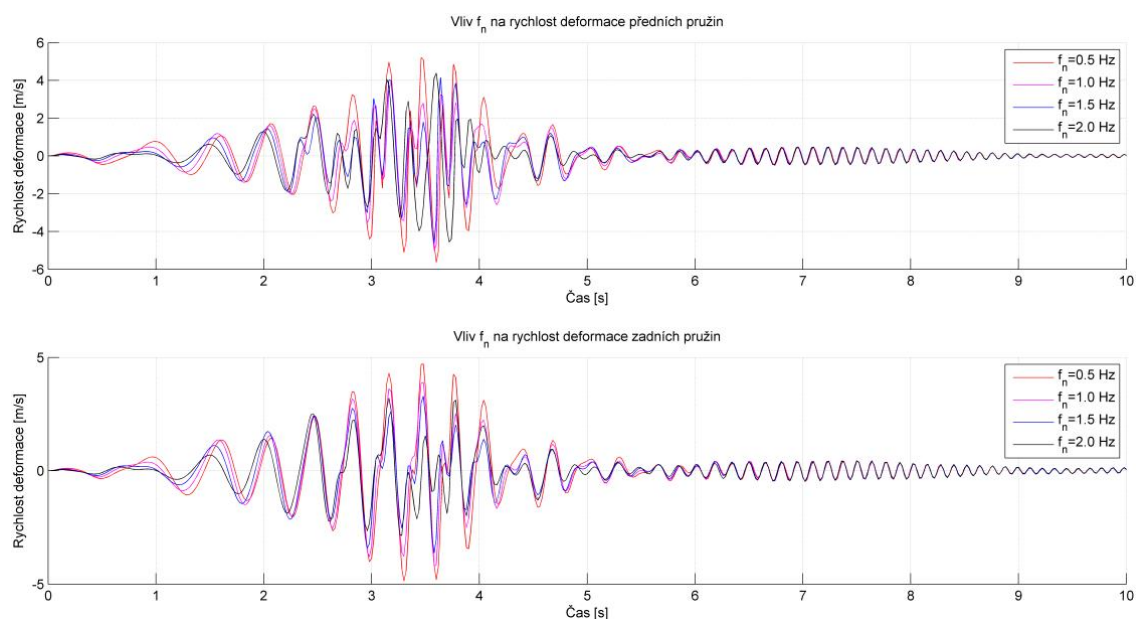
Obrázek 40 Vliv f_{vl} na zrychlení těžiště kabiny v ose z

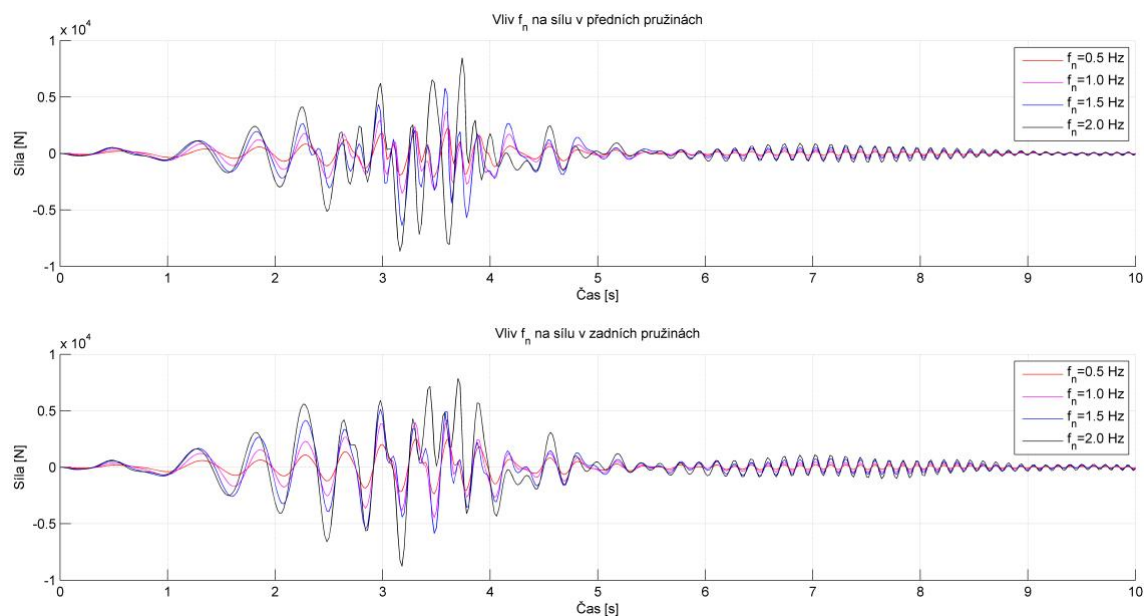


Obrázek 41 Vliv f_{vl} na kolébání kabiny



Obrázek 42 Vliv f_{vl} na houpání kabiny

Obrázek 43 Vliv f_{vl} na deformaci pružinObrázek 44 Vliv f_{vl} na rychlost deformace pružin

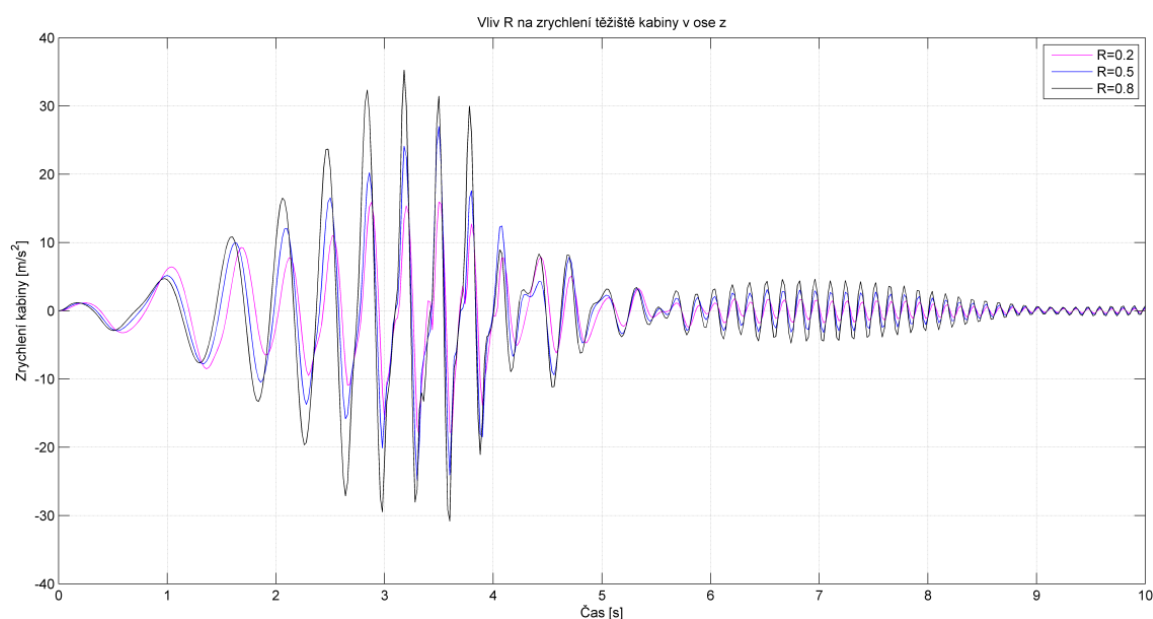


Obrázek 45 Vliv f_n na síly v pružinách

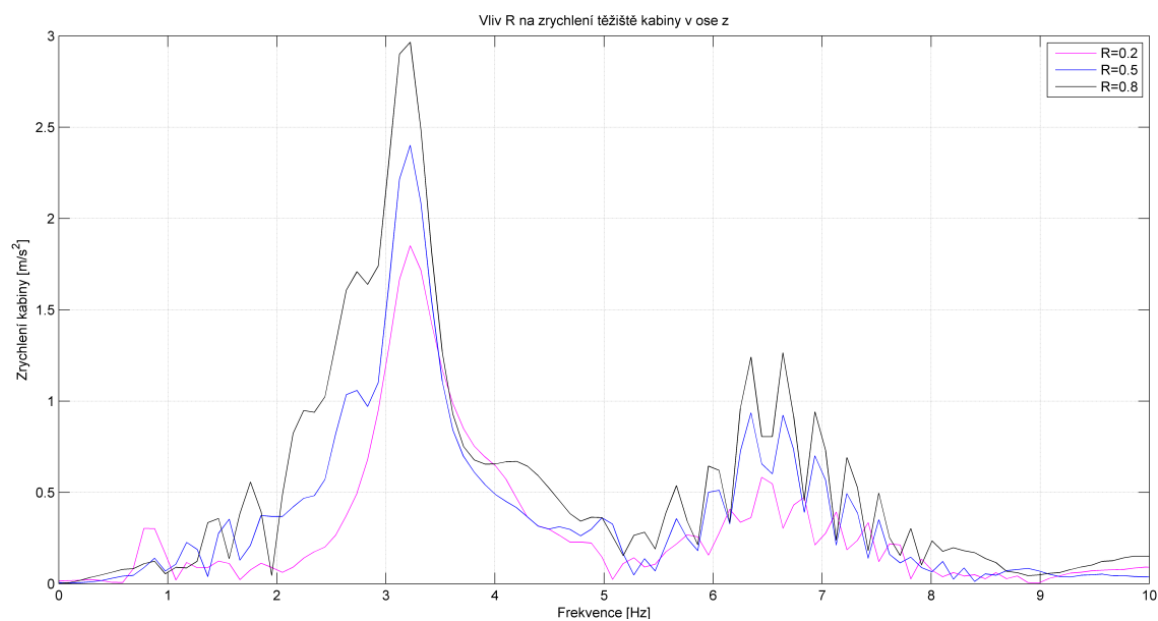
3.3.2 VLIV POMĚRNÉHO ÚTLUMU NA CHOVÁNÍ KABINY

Na *obrázku 46-52* lze vidět vliv poměrného útlumu na chování kabiny. Vlastní frekvence kabiny byla nastavena na 1 Hz.

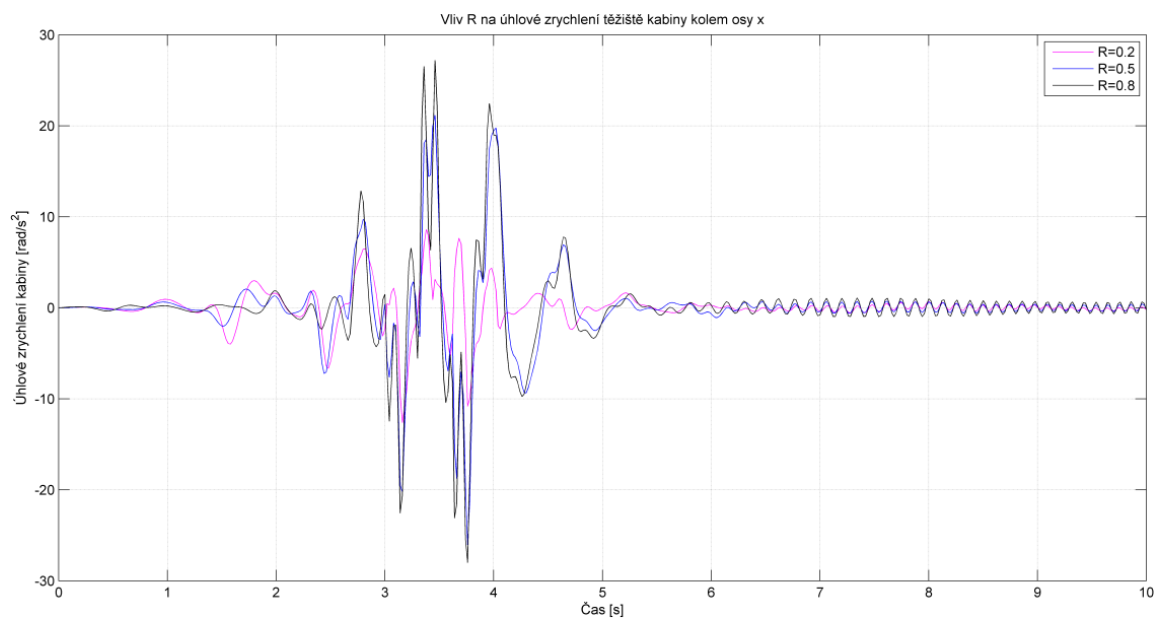
Snižování poměrného útlumu má podobný účinek jako snižování vlastní frekvence kabiny. Také způsobuje snížení hodnot zrychlení za cenu zvýšeného stlačování a roztahování pružících a tlumících elementů a snížení v nich přenášených silách.



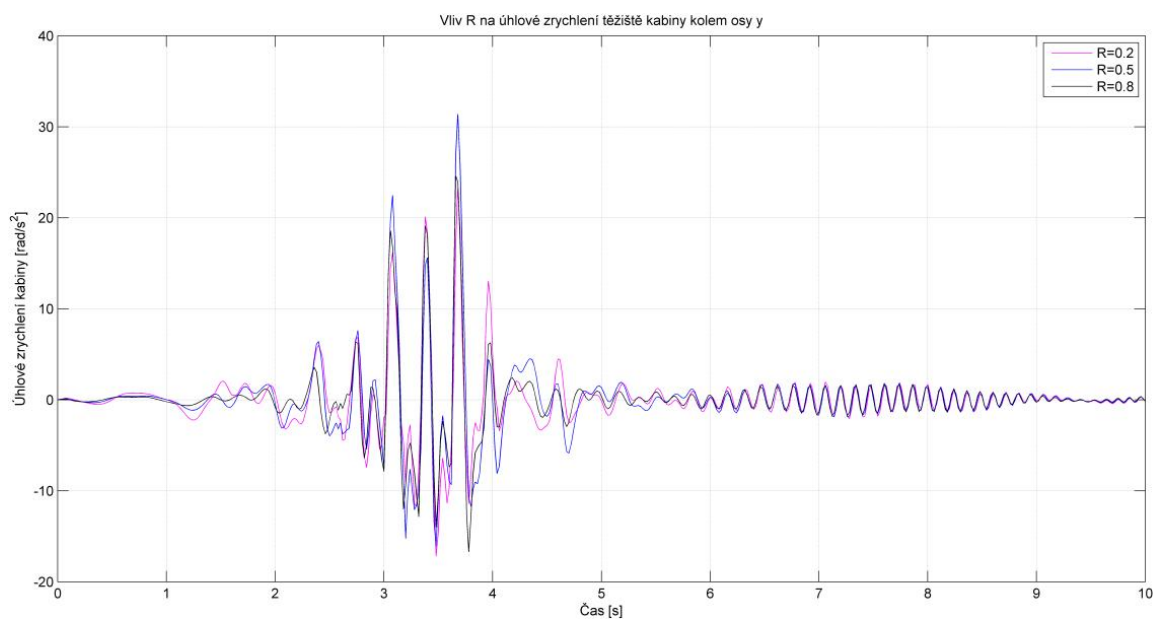
Obrázek 46 Vliv R na zrychlení těžiště kabiny v ose z



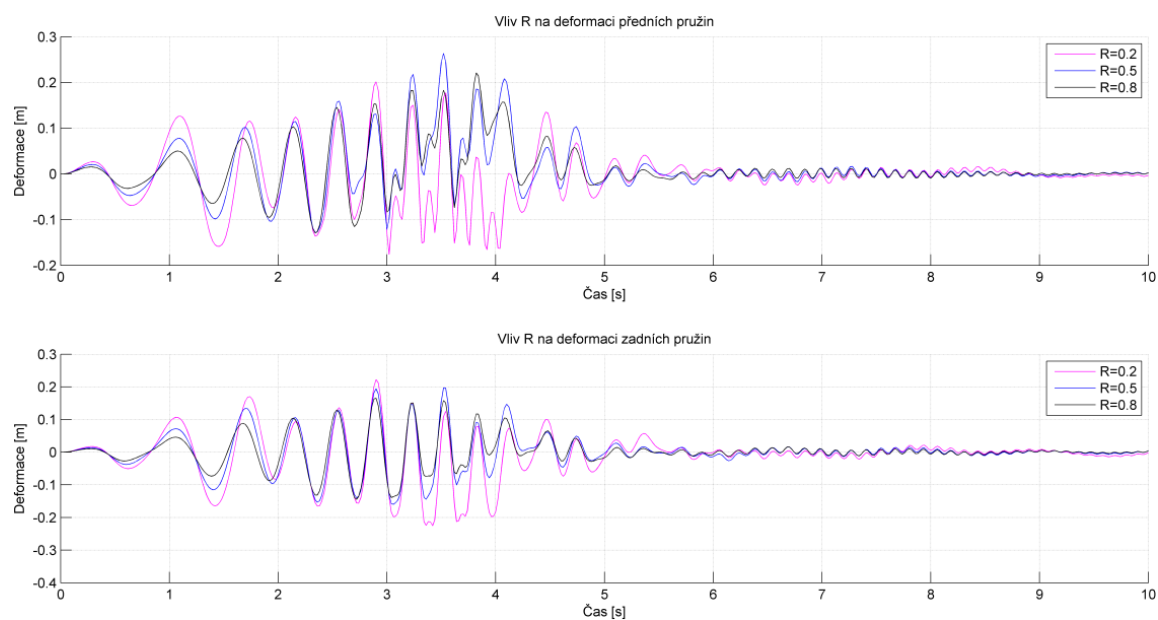
Obrázek 47 Vliv R na zrychlení těžiště kabiny v ose z



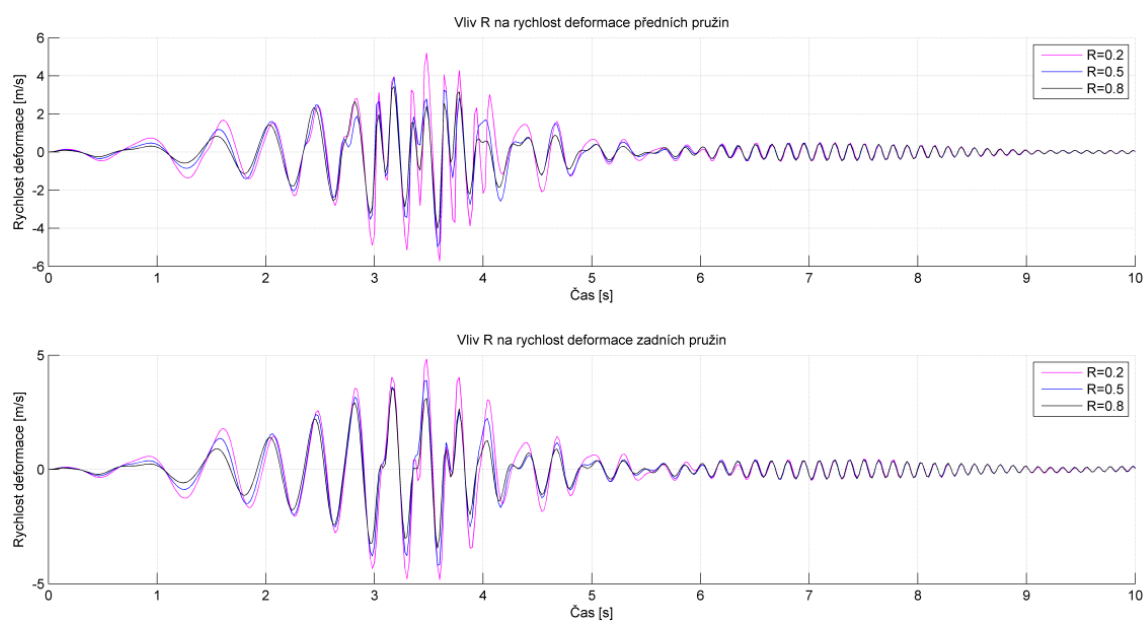
Obrázek 48 Vliv R na kolébání kabiny



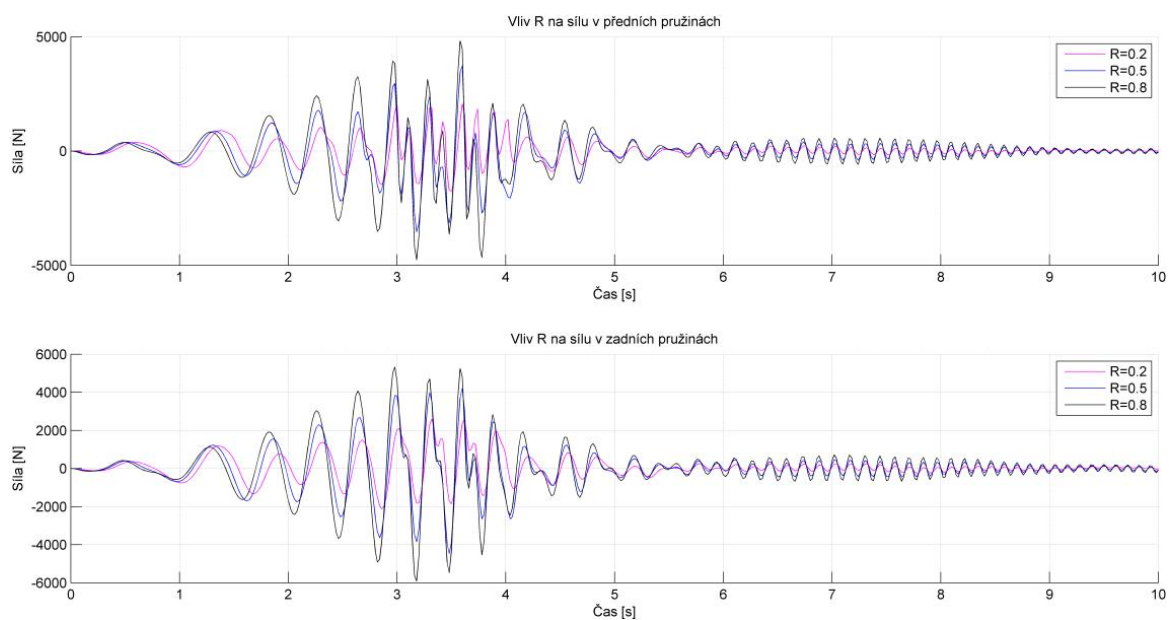
Obrázek 49 Vliv R na houpání kabiny



Obrázek 50 Vliv R na deformaci tlumičů



Obrázek 51 Vliv R na rychlost deformace tlumičů

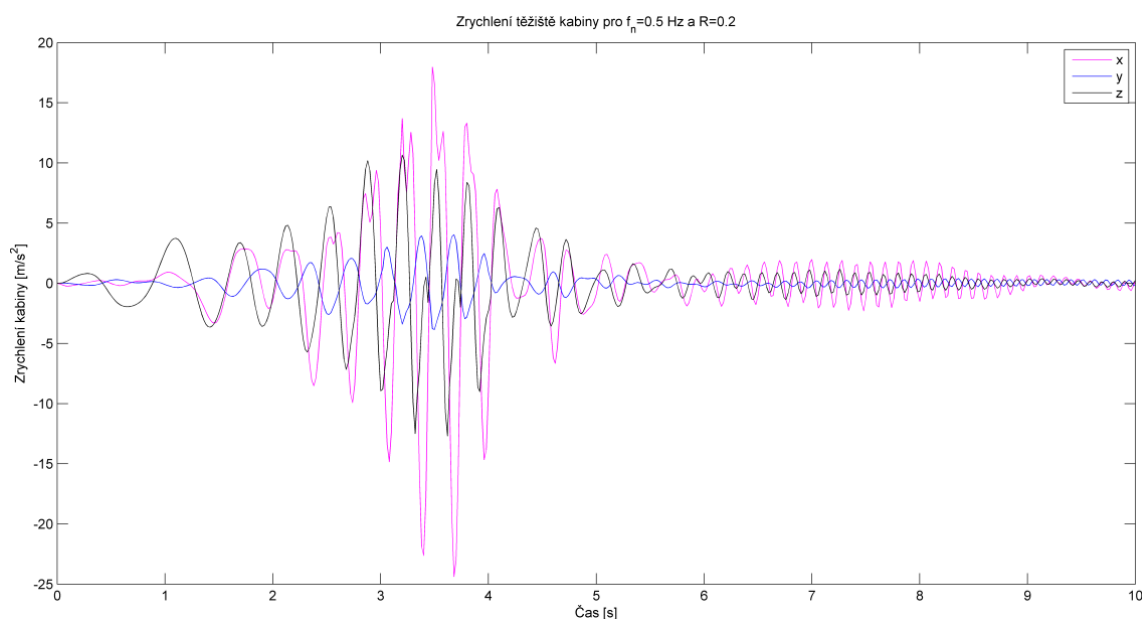


Obrázek 52 Vliv R na síly v tlumičích

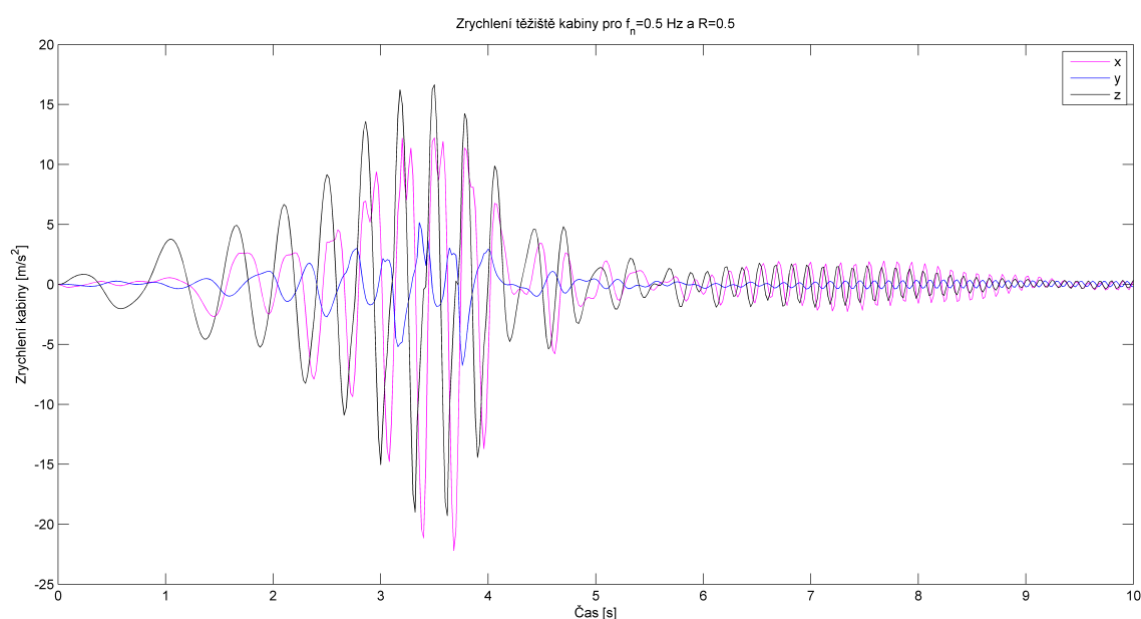


3.3.3 NAMĚŘENÉ HODNOTY Z CITLIVOSTNÍ ANALÝZY

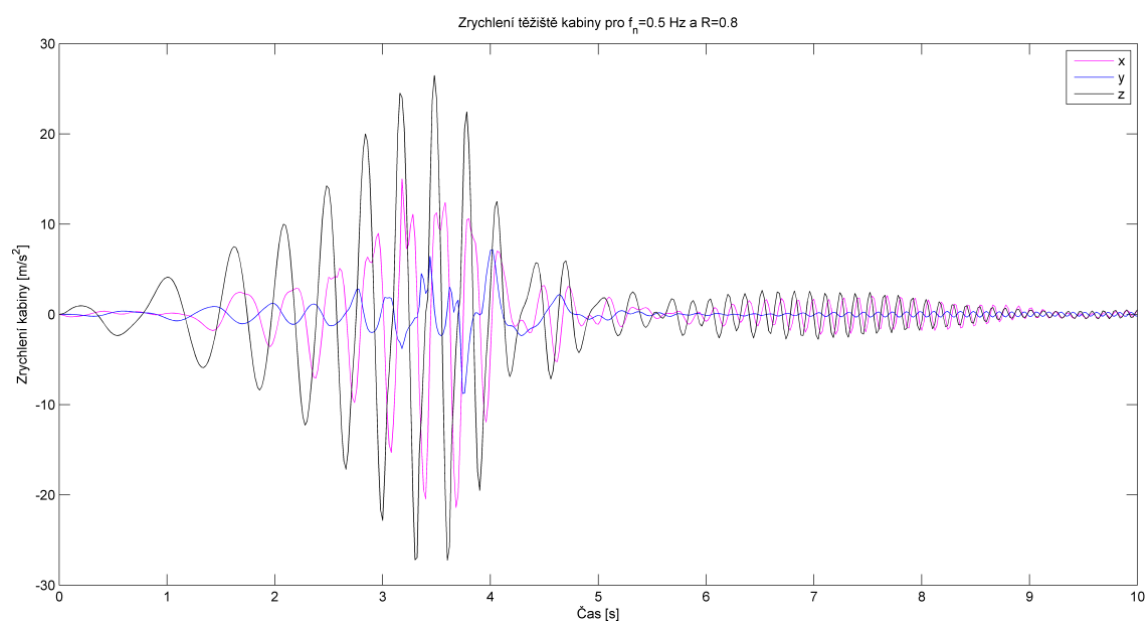
Na následujících stránkách jsou zobrazeny výsledky z provedené citlivostní analýzy pro všechny kombinace vlastní frekvence a poměrného útlumu jako bylo uvedeno v *tabulce 5*. Jedná se o naměřená zrychlení ve všech osách, úhlová zrychlení kolem všech os, deformace, rychlosti deformací a síly působící v pružících elementech.



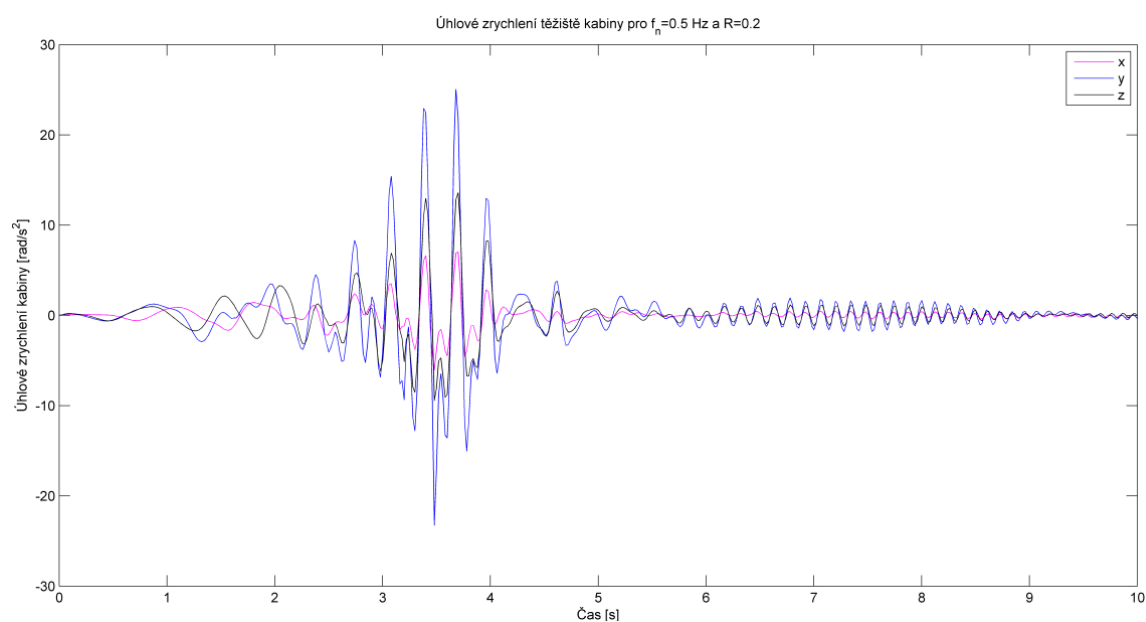
Obrázek 53 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 0.5 \text{ Hz}$ a $R=0.2$



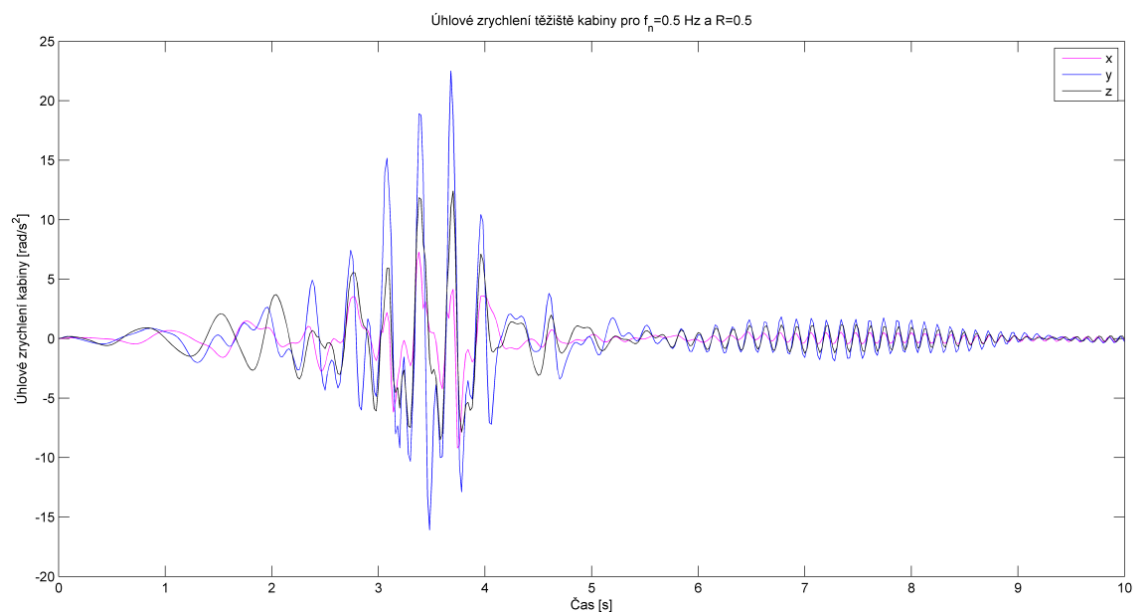
Obrázek 54 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 0.5 \text{ Hz}$ a $R=0.5$



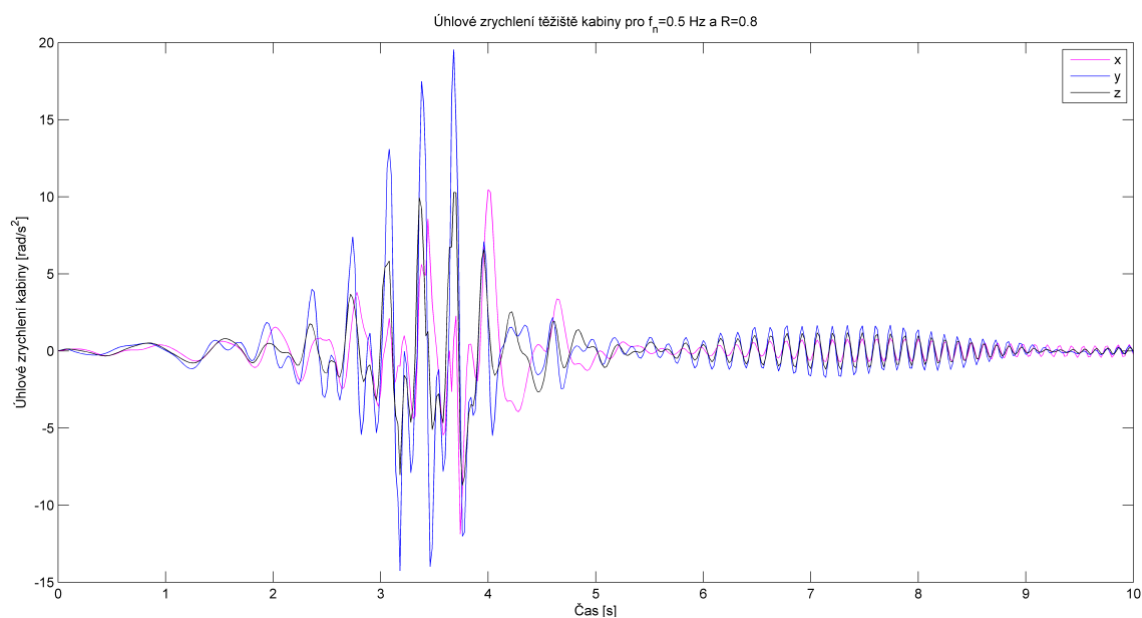
Obrázek 55 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 0.5$ Hz a $R=0.8$



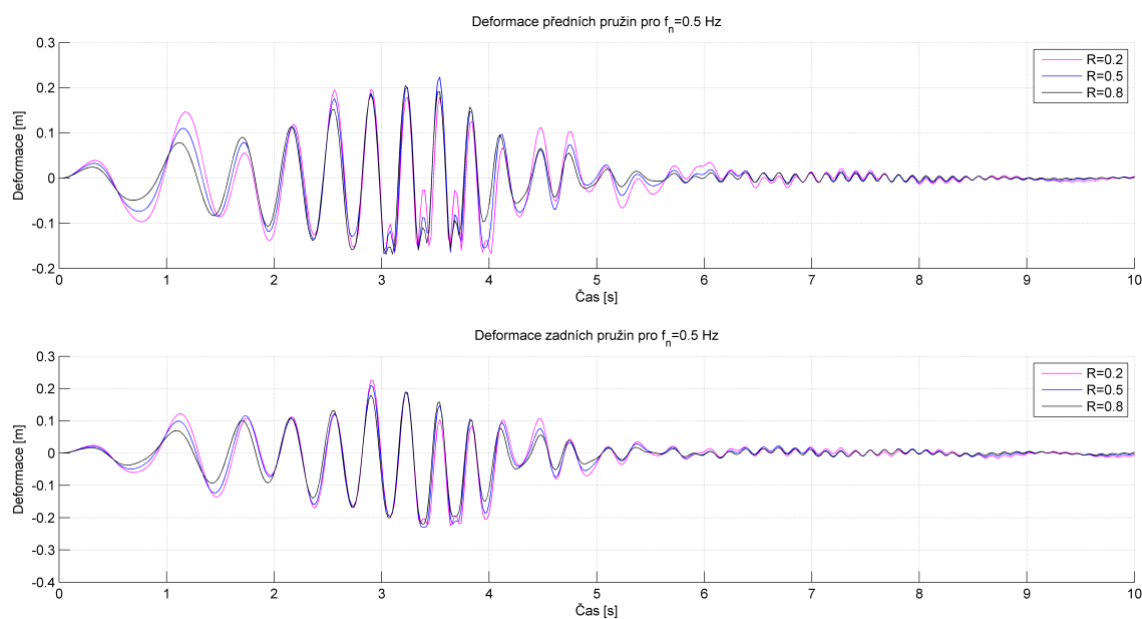
Obrázek 56 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 0.5$ Hz a $R=0.2$



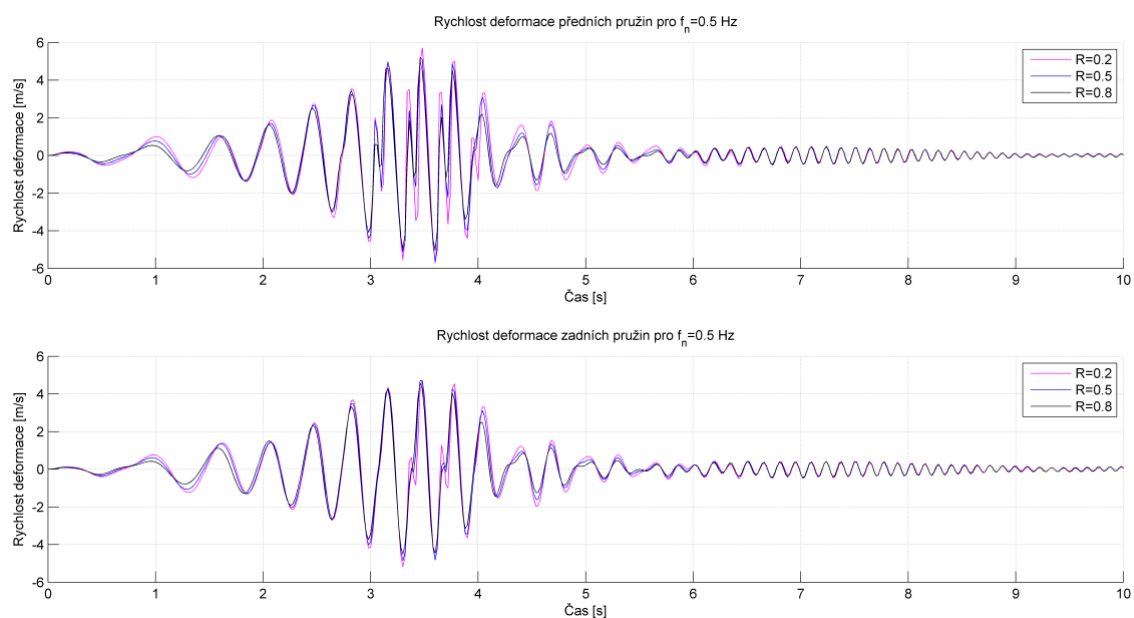
Obrázek 57 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 0.5$ Hz a $R=0.5$



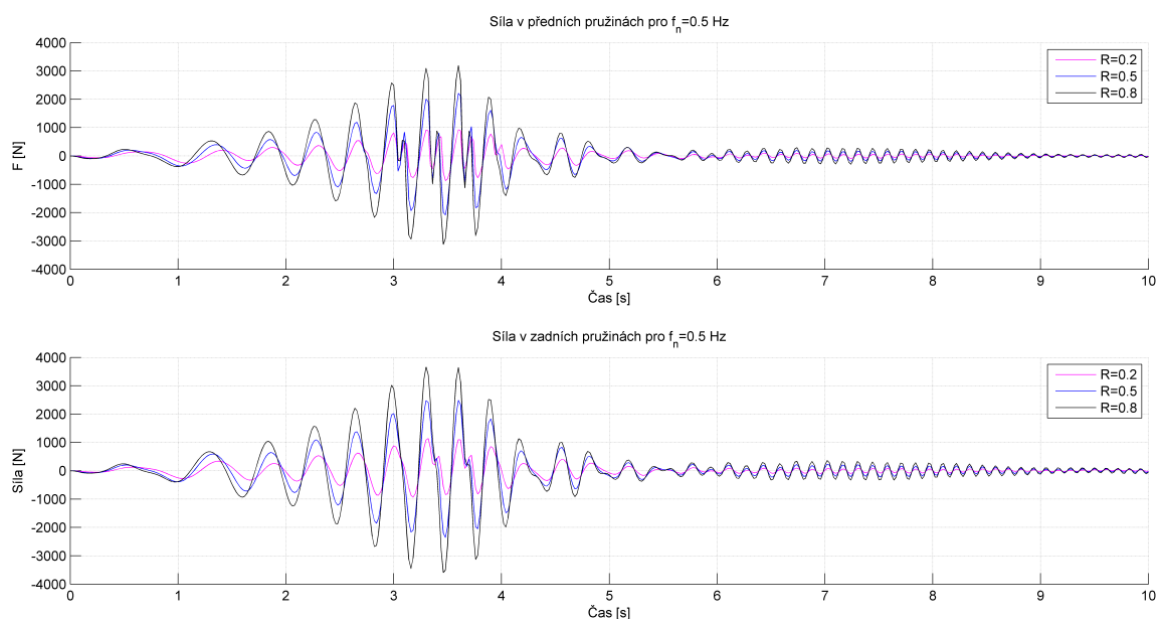
Obrázek 58 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 0.5$ Hz a $R=0.8$



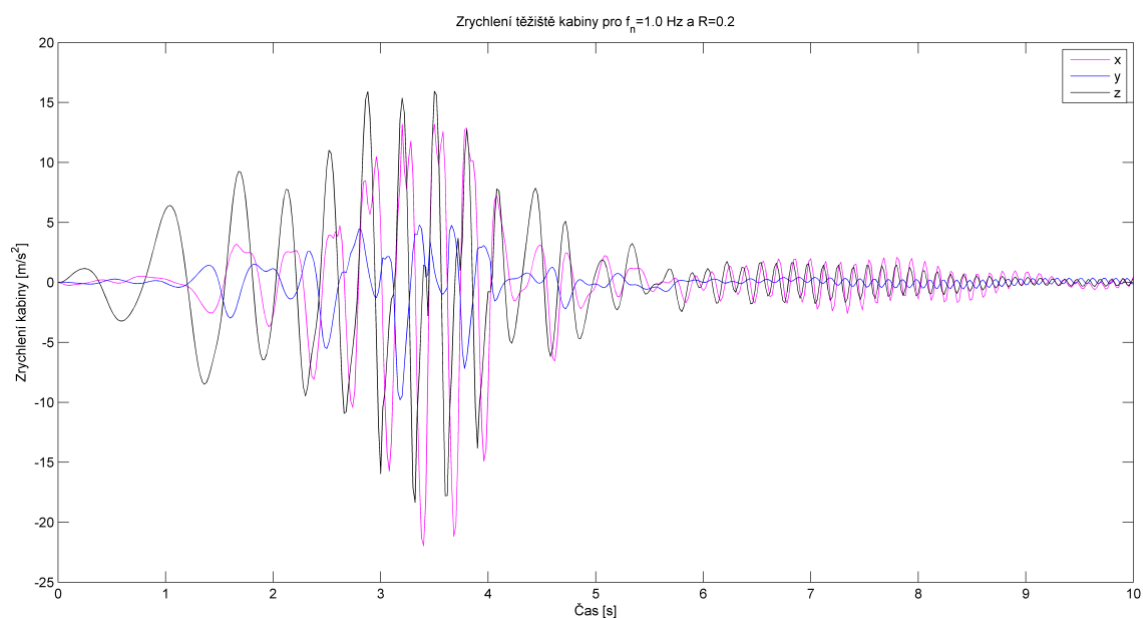
Obrázek 59 Deformace pružin pro $f_{vl} = 0.5$ Hz



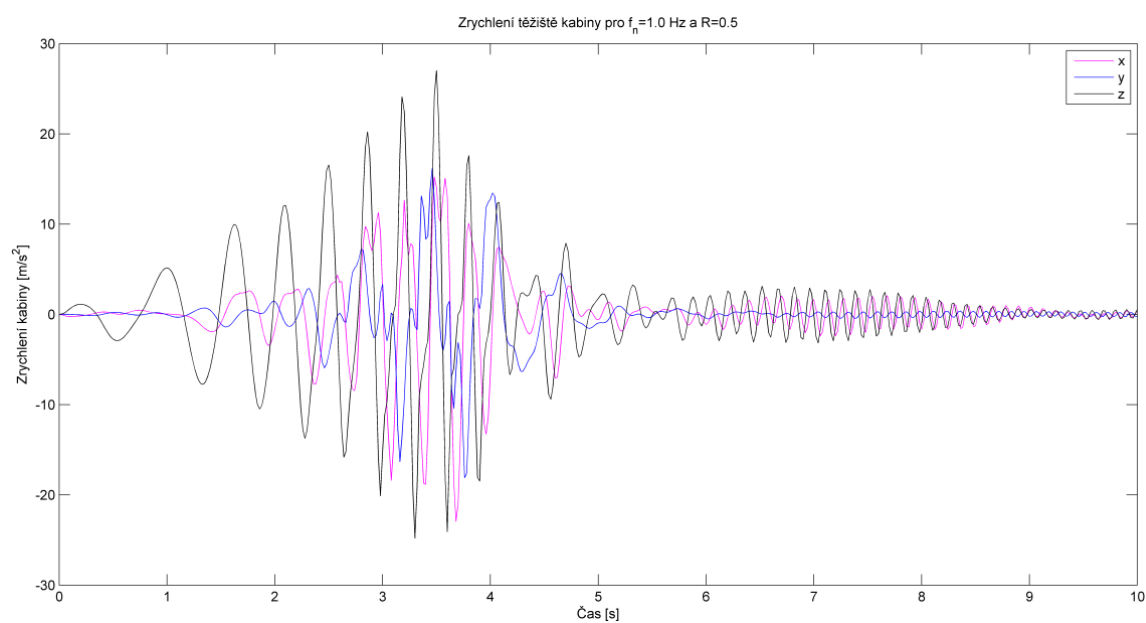
Obrázek 60 Rychlost deformace pružin pro $f_{vl} = 0.5$ Hz



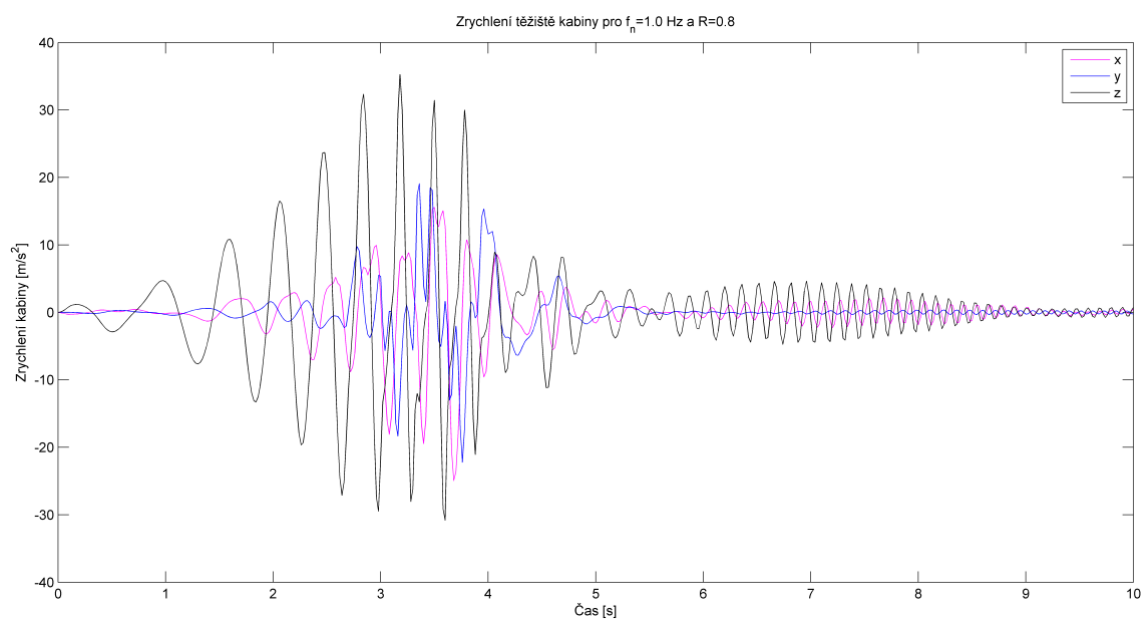
Obrázek 61 Síly v pružinách pro $f_{vl} = 0.5$ Hz



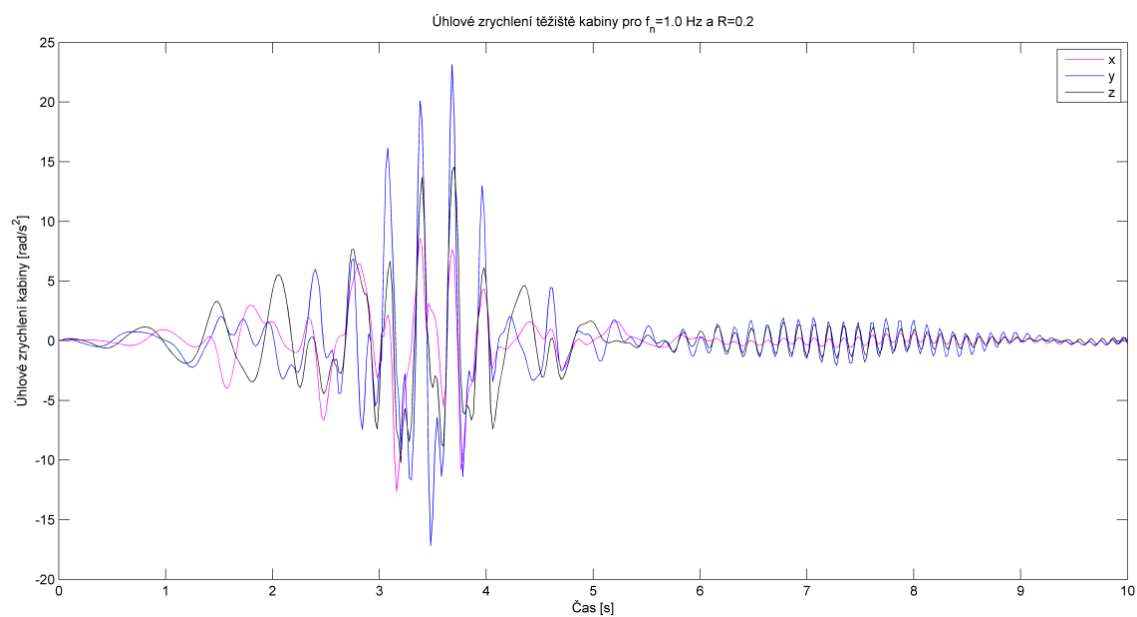
Obrázek 62 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.0$ Hz a $R=0.2$



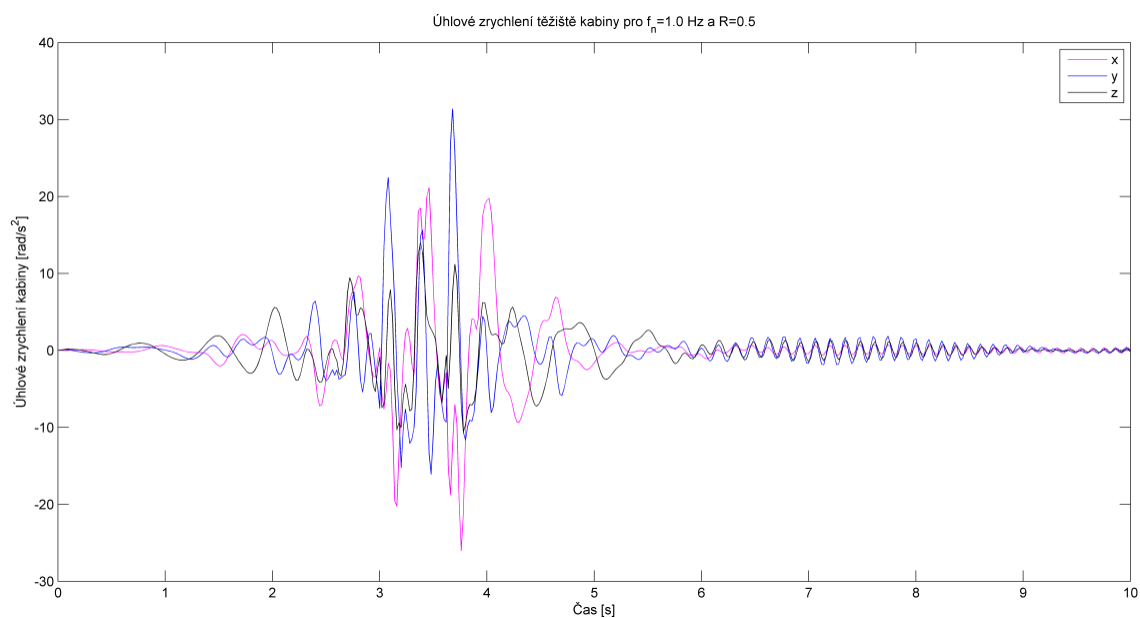
Obrázek 63 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.0$ Hz a $R=0.5$



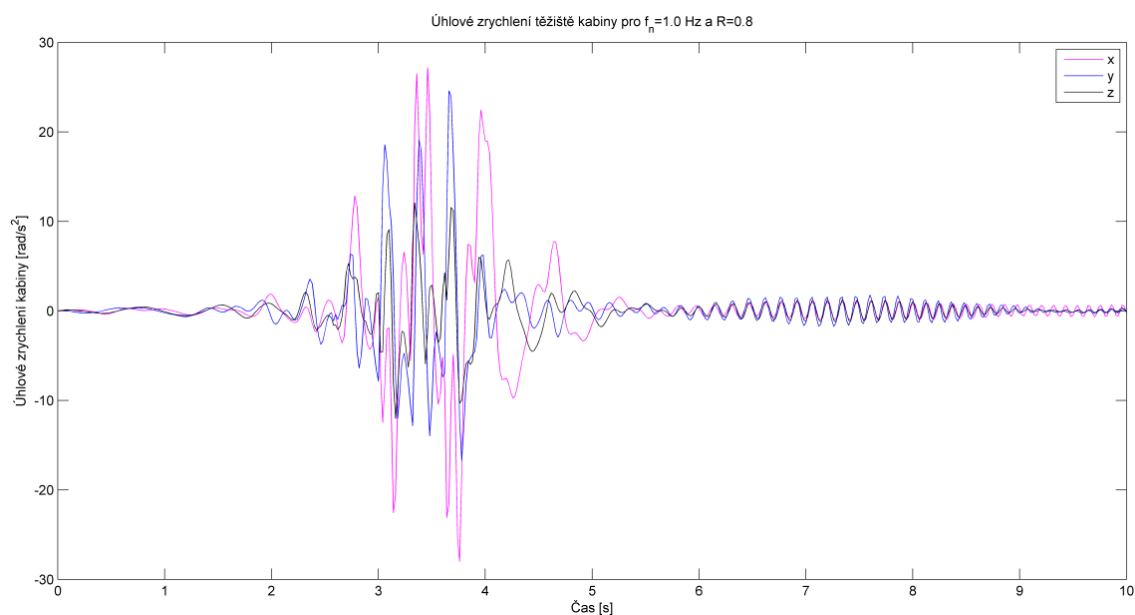
Obrázek 64 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.0$ Hz a $R=0.8$



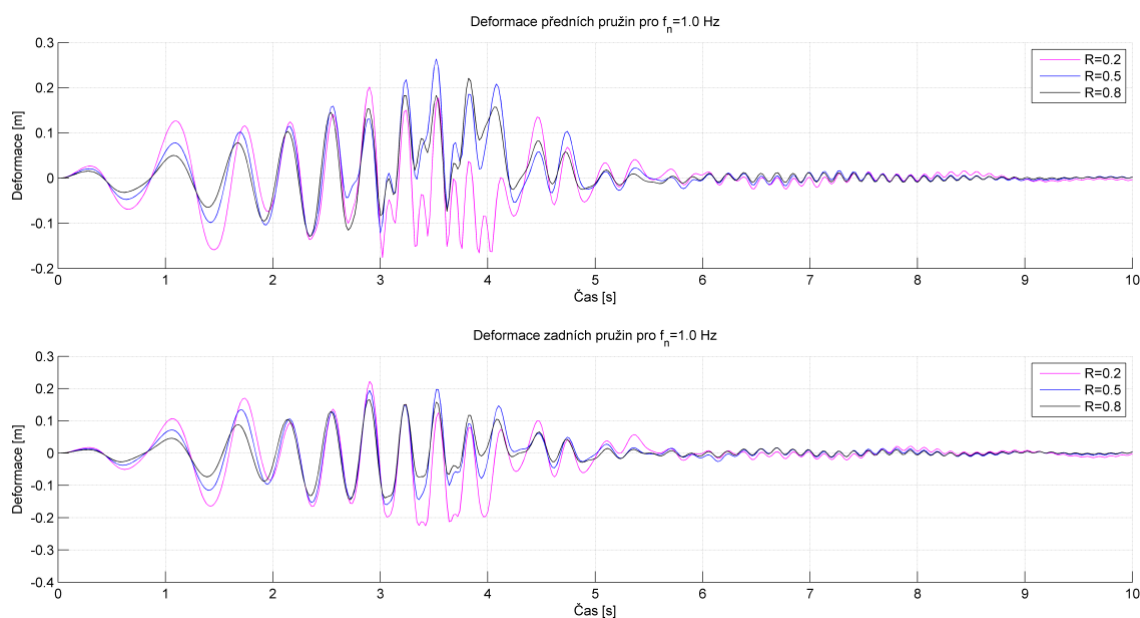
Obrázek 65 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.0$ Hz a $R=0.2$



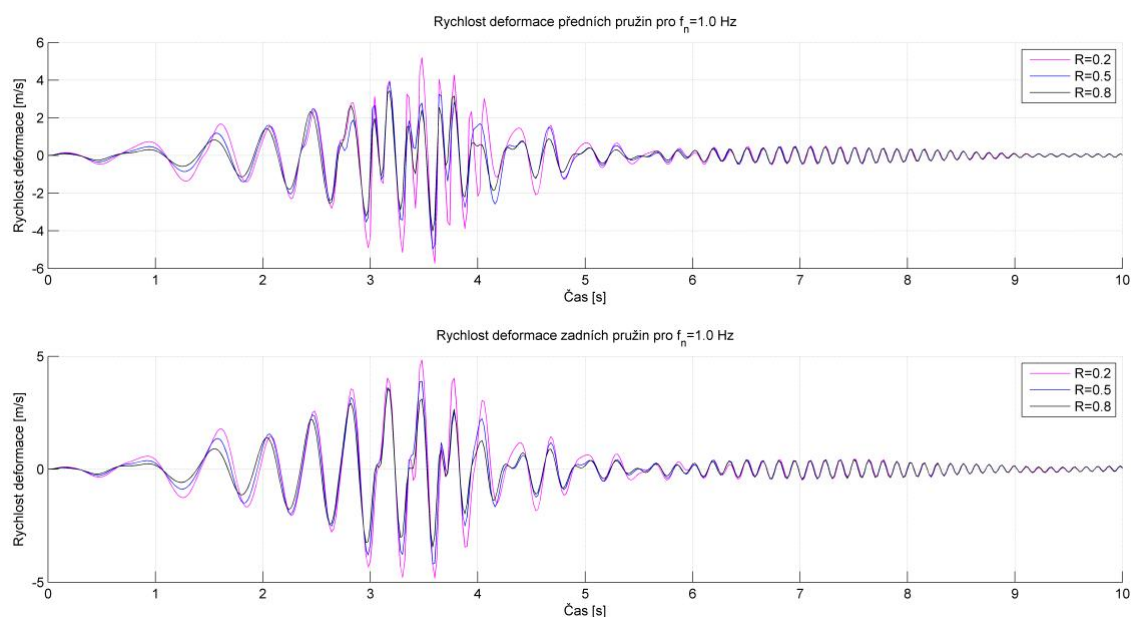
Obrázek 66 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.0$ Hz a $R=0.5$



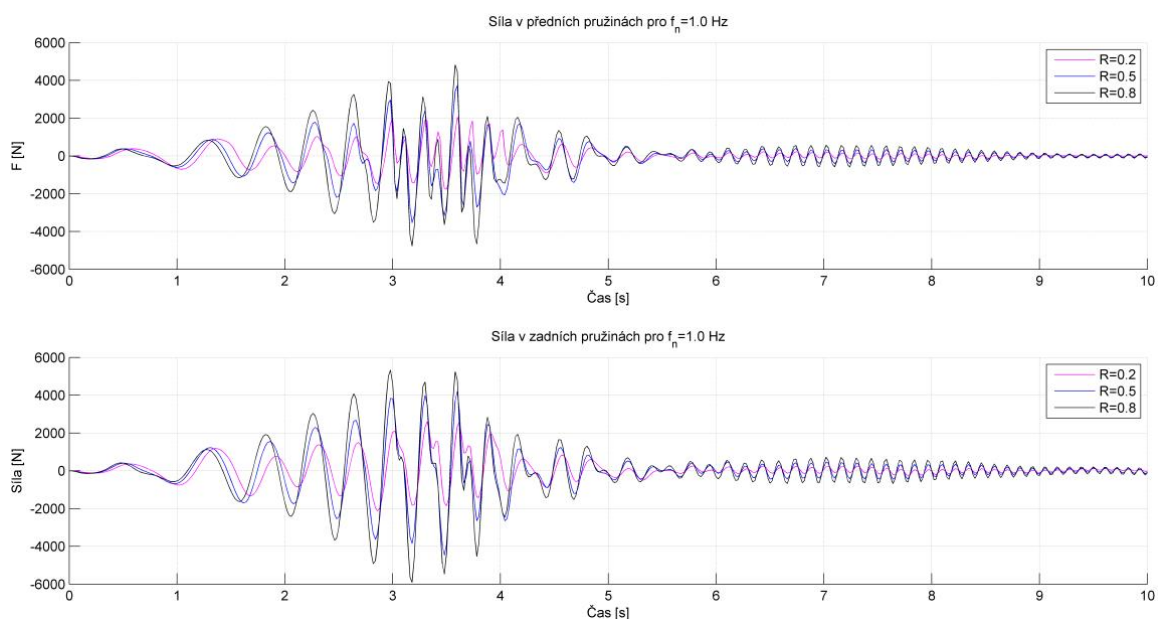
Obrázek 67 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.0$ Hz a $R=0.8$



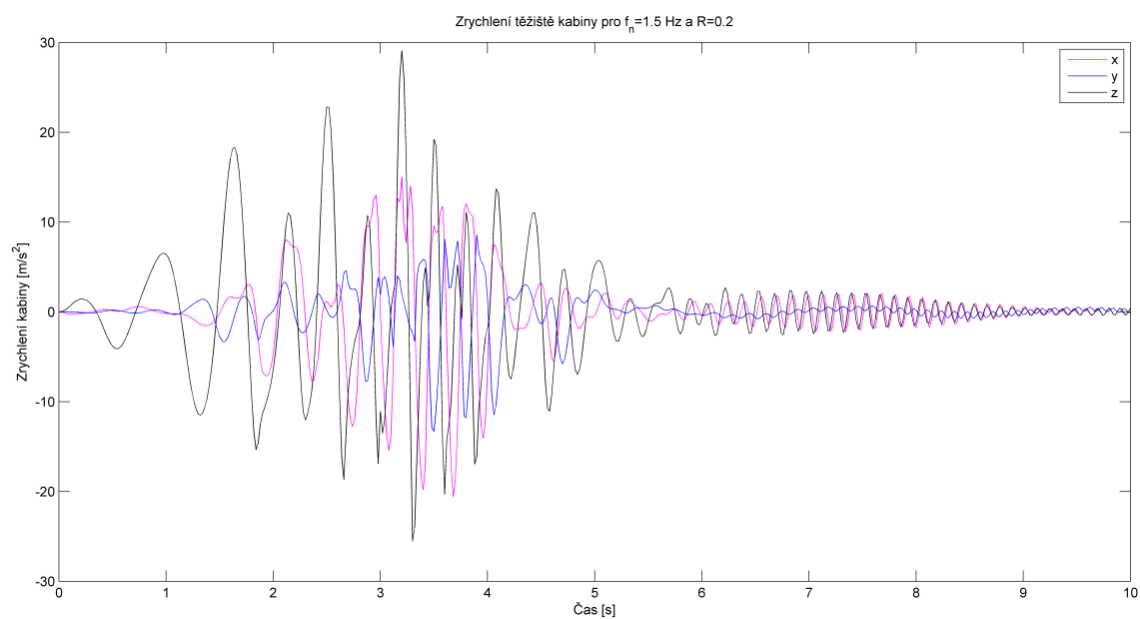
Obrázek 68 Deformace pružin pro $f_{vl} = 1.0$ Hz



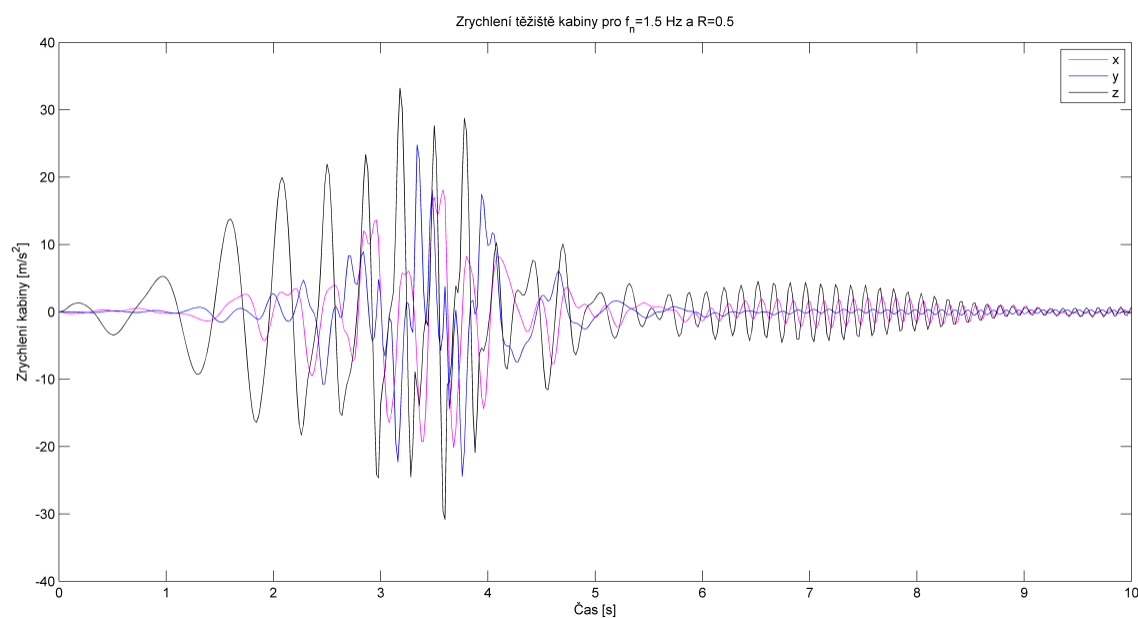
Obrázek 69 Rychlost deformace pružin pro $f_{vl} = 1.0$ Hz



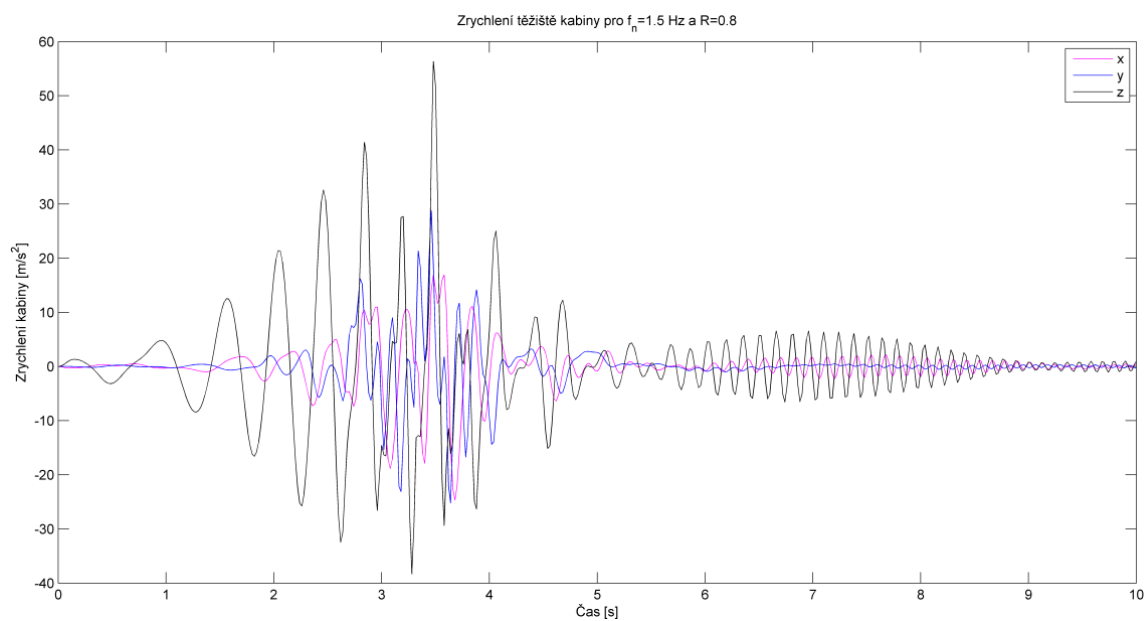
Obrázek 70 Síly v pružinách pro $f_{vl} = 1.0$ Hz



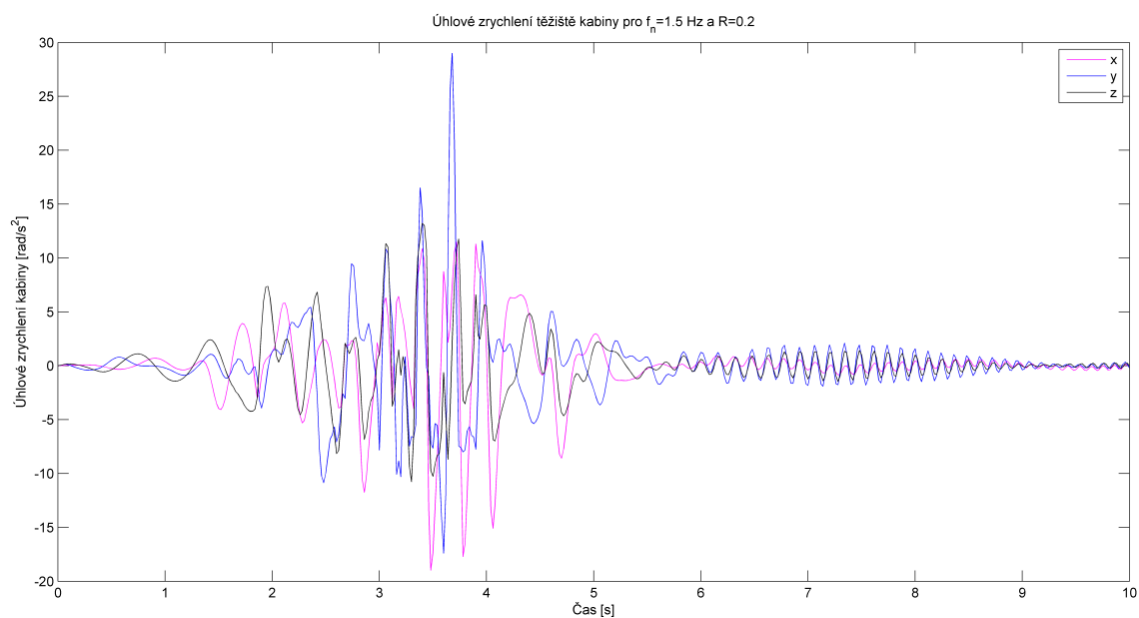
Obrázek 71 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.5$ Hz a $R=0.2$



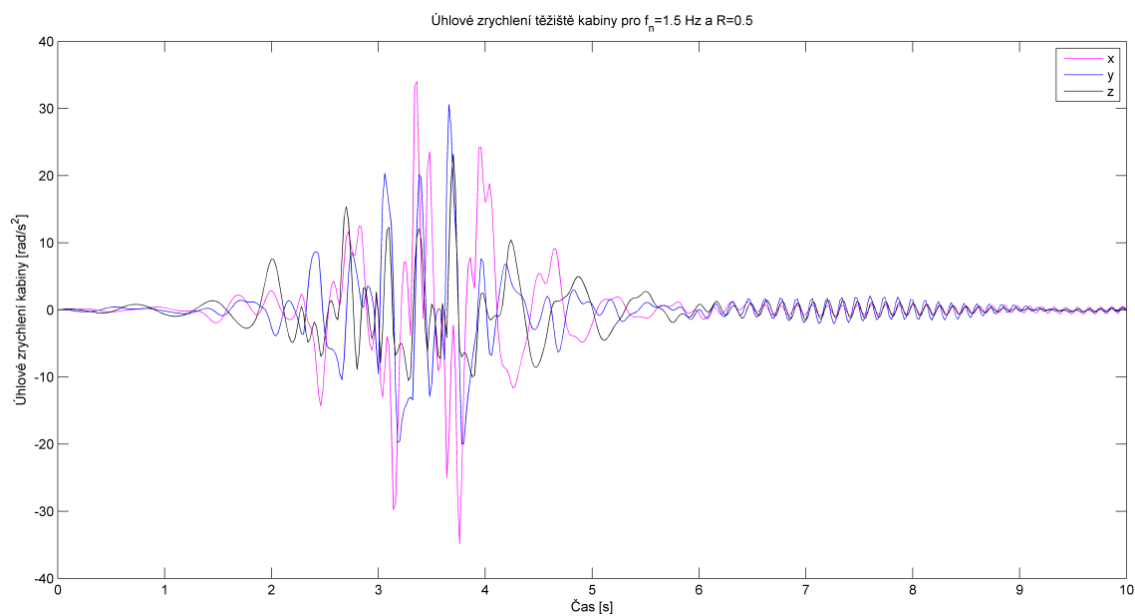
Obrázek 72 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.5$ Hz a $R=0.5$



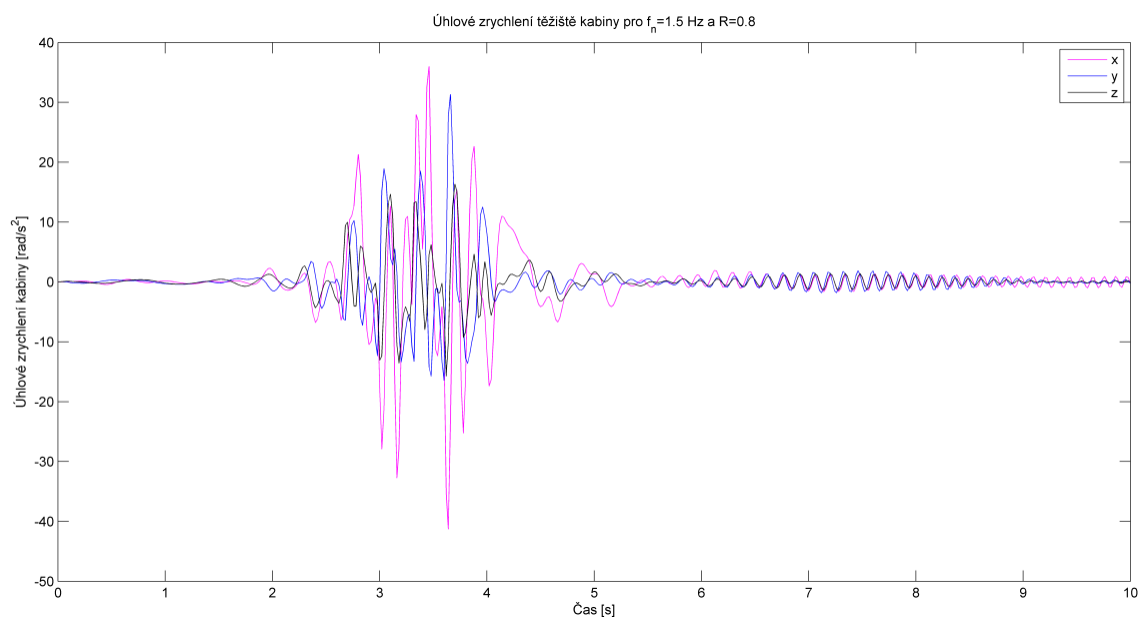
Obrázek 73 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.5 \text{ Hz}$ a $R=0.8$



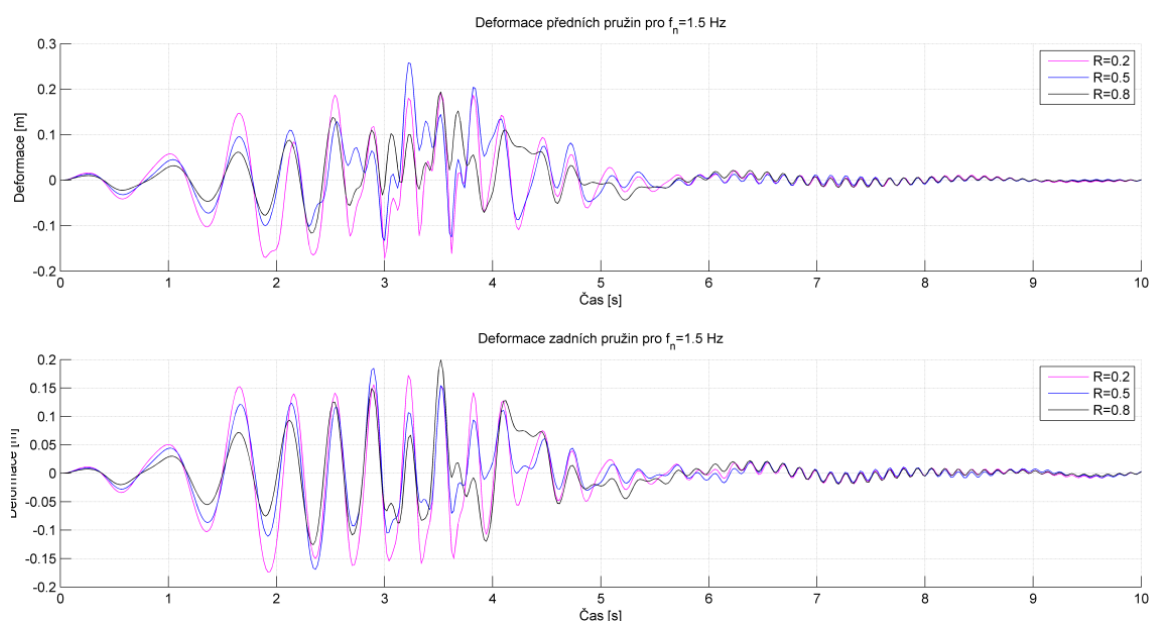
Obrázek 74 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.5 \text{ Hz}$ a $R=0.2$



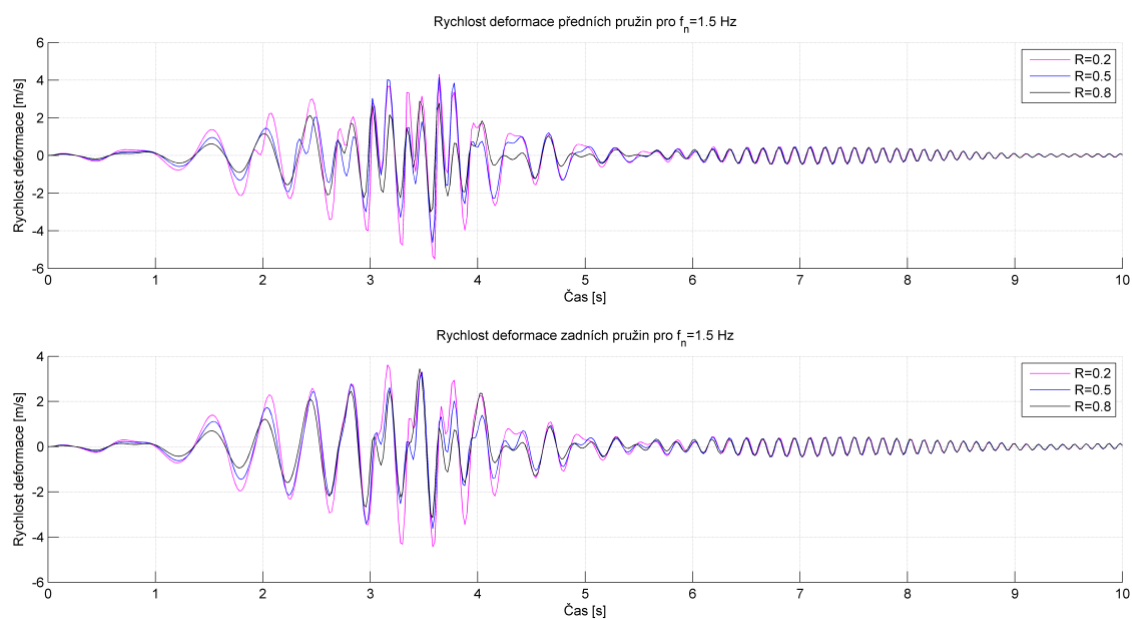
Obrázek 75 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.5$ Hz a $R=0.5$



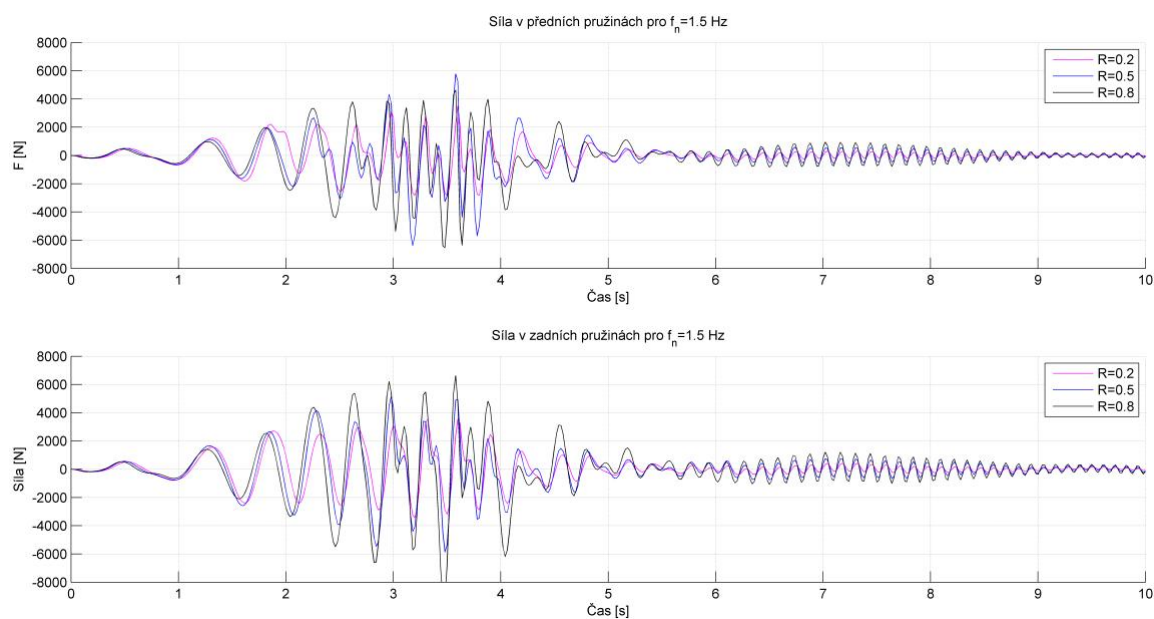
Obrázek 76 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.5$ Hz a $R=0.8$



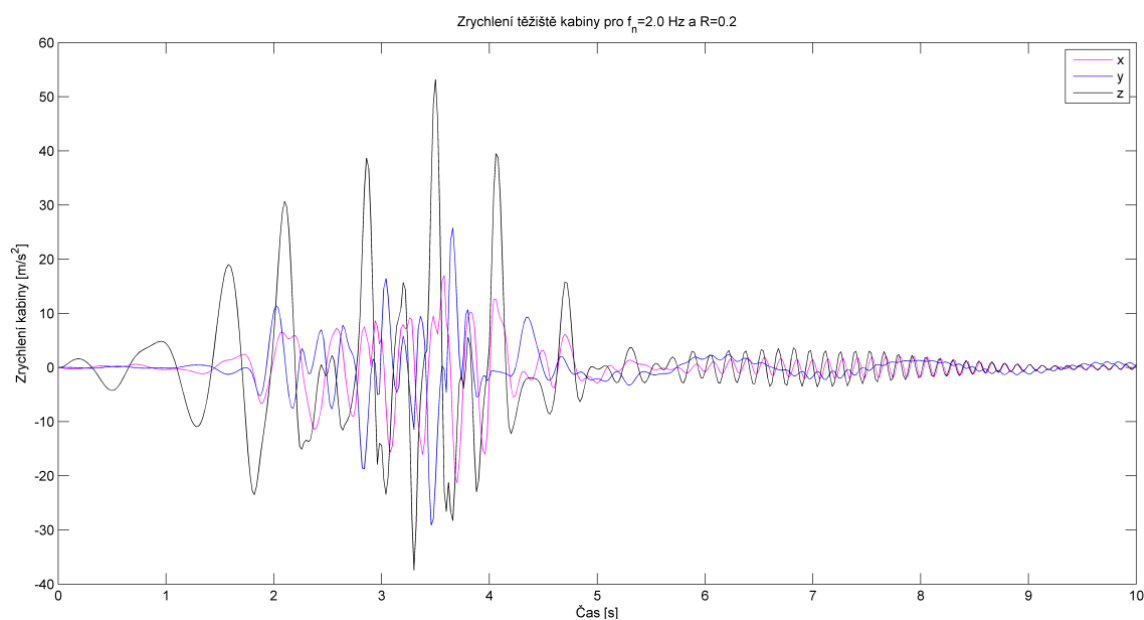
Obrázek 77 Deformace pružin pro $f_{vl} = 1.5$ Hz



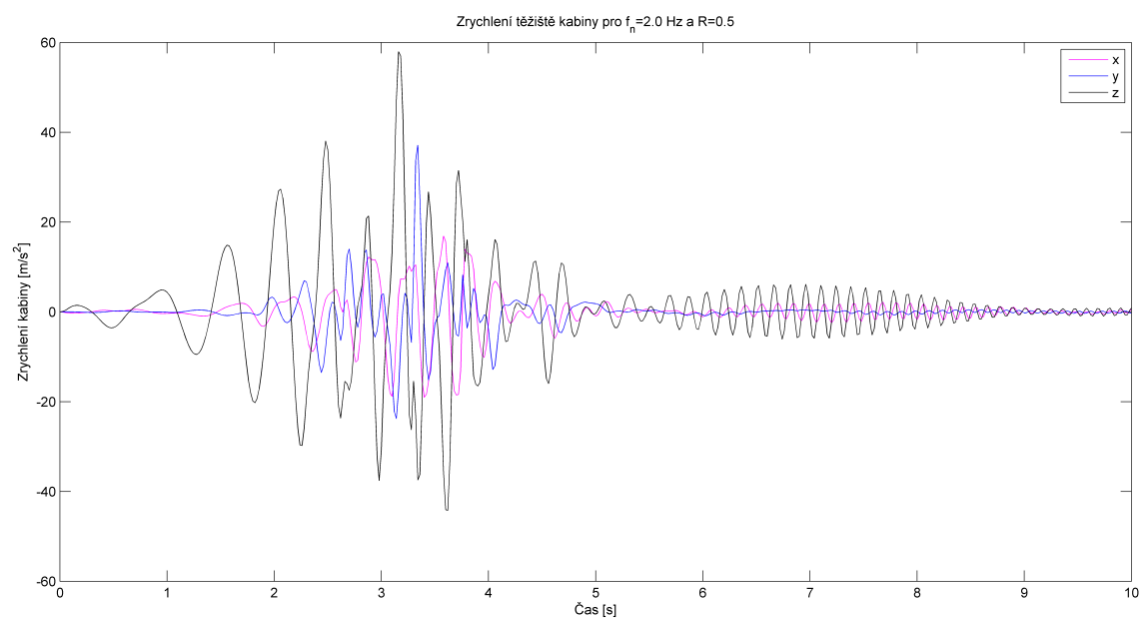
Obrázek 78 Rychlost deformace pružin pro $f_{vl} = 1.5$ Hz



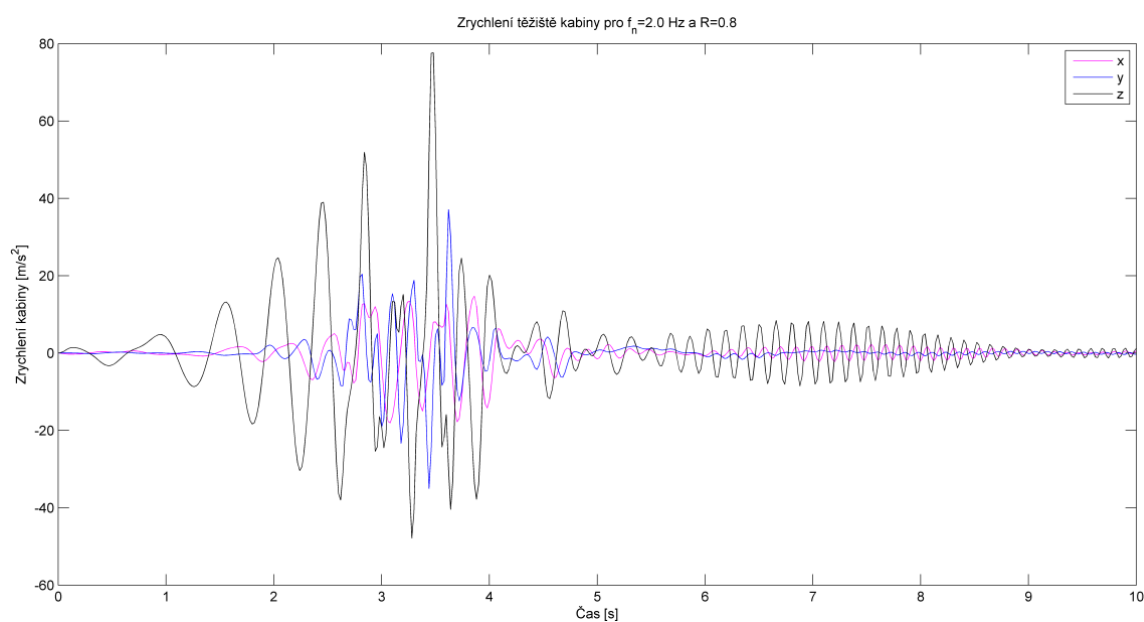
Obrázek 79 Síly v pružinách pro $f_{vl} = 1.5$ Hz



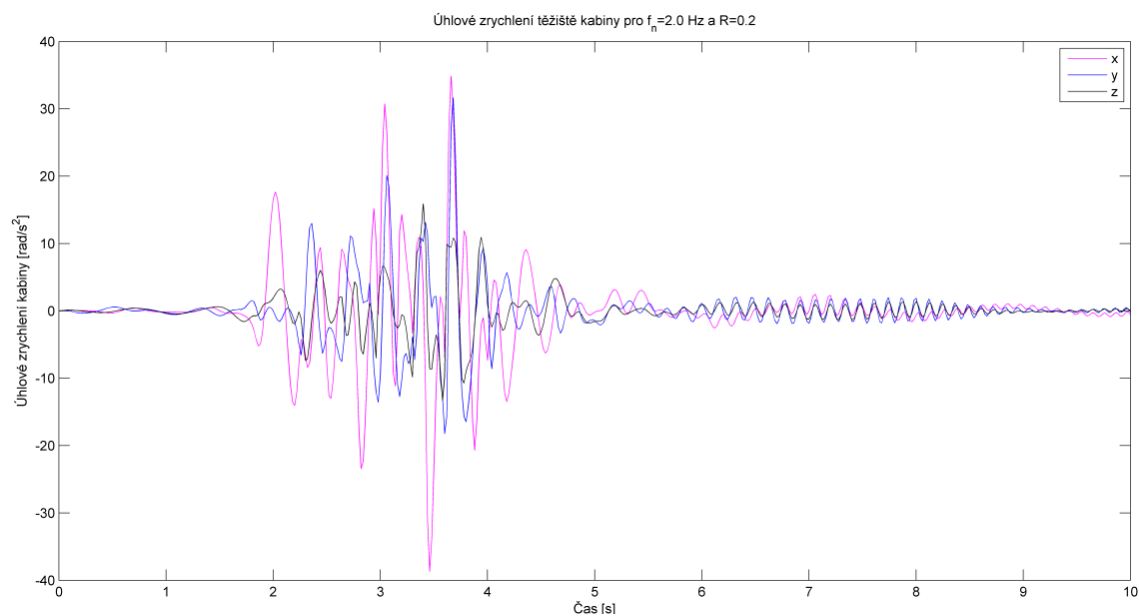
Obrázek 80 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 2.0$ Hz a $R=0.2$



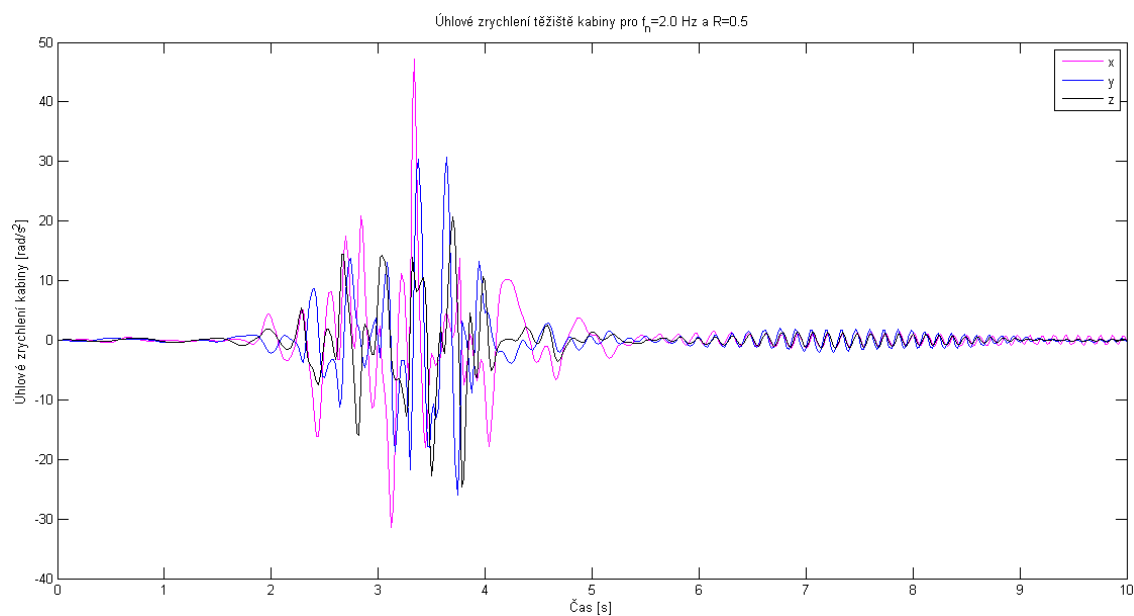
Obrázek 81 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 2.0$ Hz a $R=0.5$



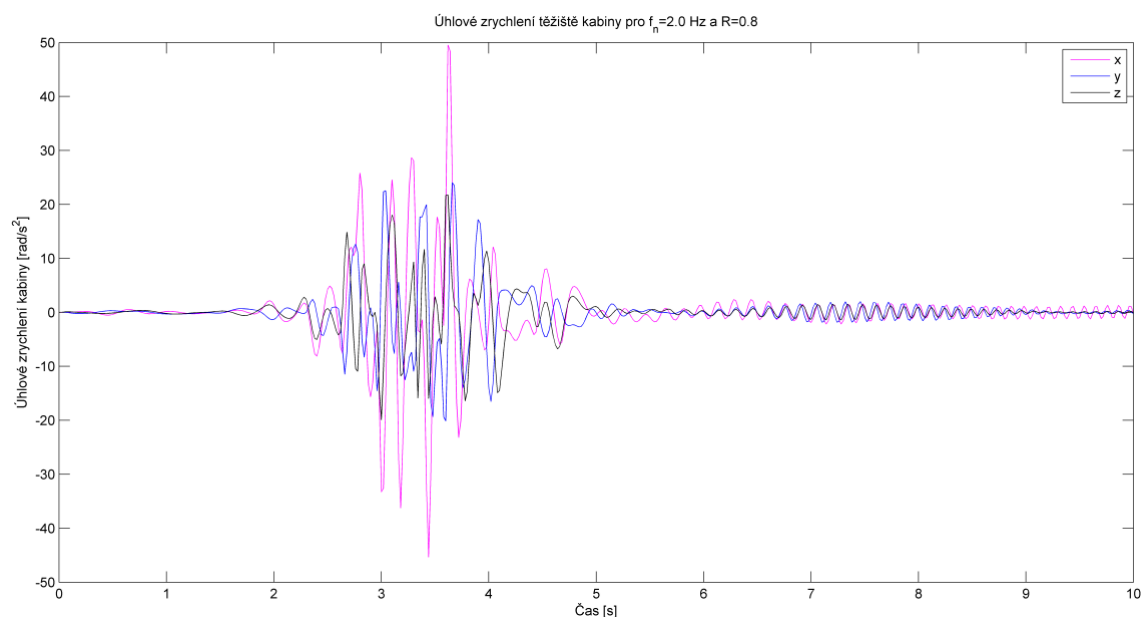
Obrázek 82 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 2.0$ Hz a $R=0.8$



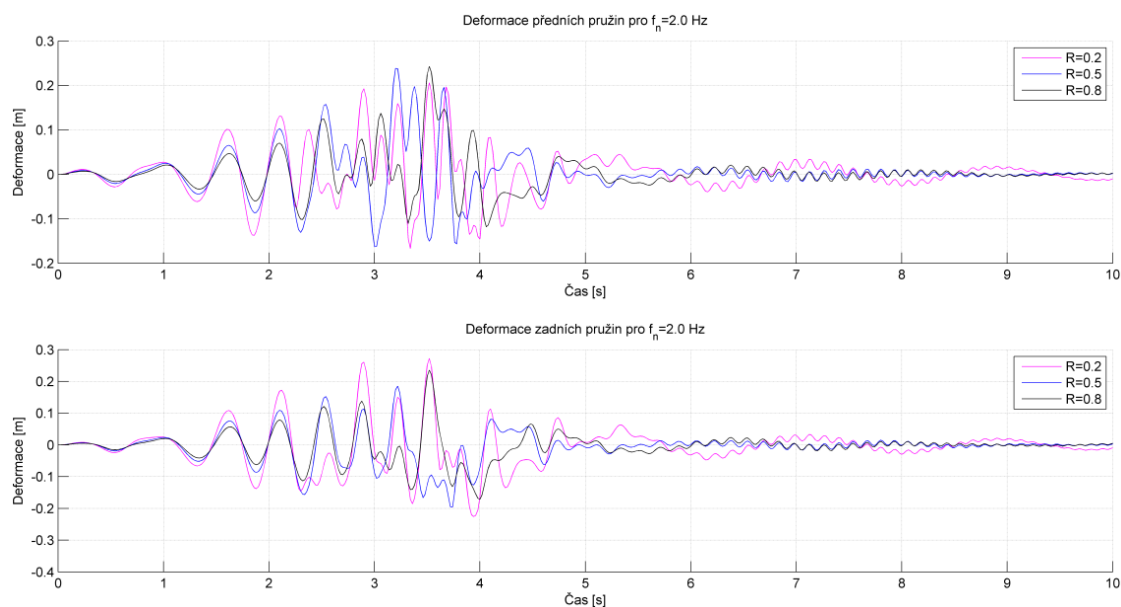
Obrázek 83 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 2.0$ Hz a $R=0.2$



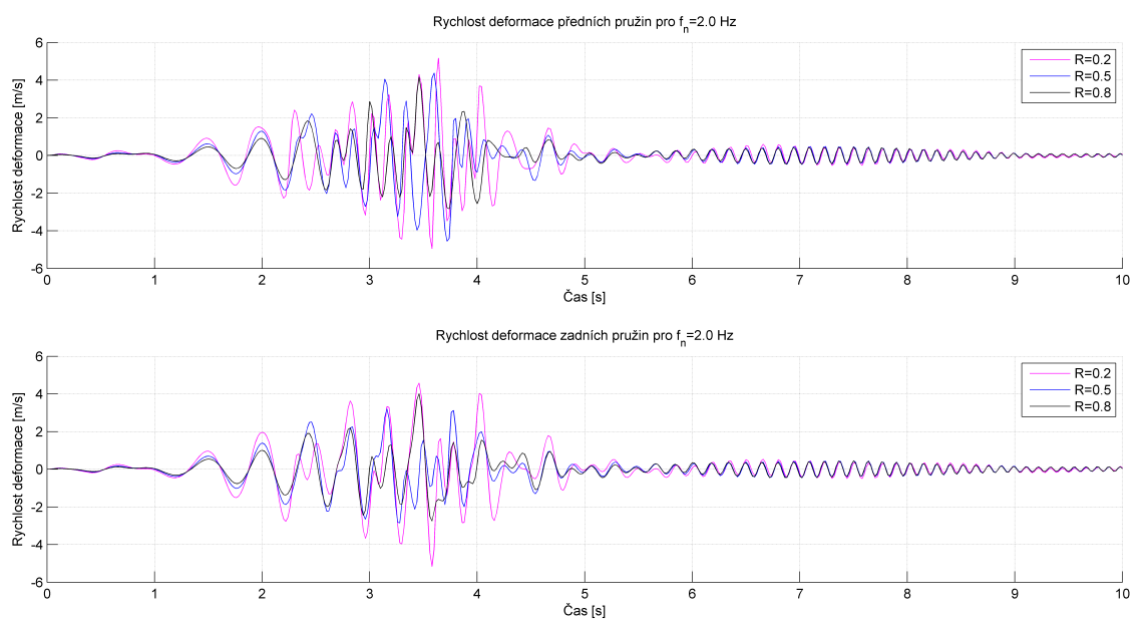
Obrázek 84 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 2.0$ Hz a $R=0.5$



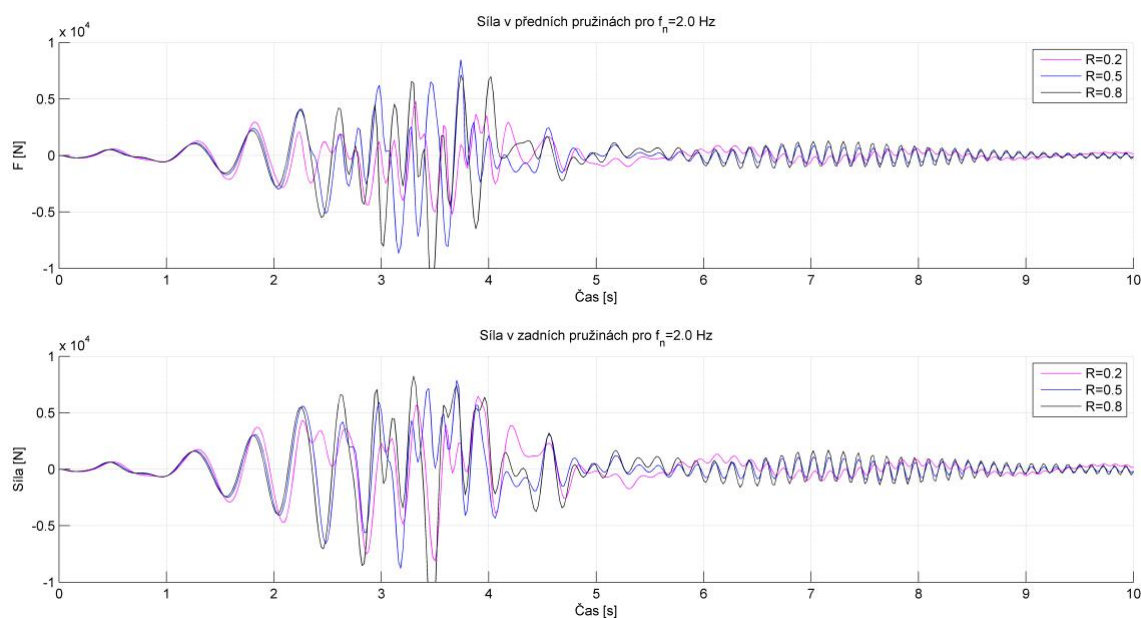
Obrázek 85 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 2.0$ Hz a $R=0.8$



Obrázek 86 Deformace pružin pro $f_{vl} = 2.0$ Hz



Obrázek 87 Rychlost deformace pružin pro $f_{vl} = 2.0$ Hz



Obrázek 88 Síly v pružinách pro $f_{vl} = 2.0$ Hz



ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo vytvořit multibody model traktoru s odpruženou kabinou vhodný pro zkoumání jízdního komfortu, především porovnat jednotlivé koncepce odpružení traktorových kabin a poté provést citlivostní analýzu parametrů majících vztah k jízdnímu komfortu.

Vytvořený model buzený pohybem desek pod jednotlivými koly traktoru byl schopný dokázat přínos odpružení. Při porovnání jednotlivých koncepcí však vznikl problém s rezonancí celé soustavy, která zkomplikovala měření a musela být několikrát upravována boční tuhost předních silentbloků u kabiny odpružené vzadu a gumové elementy v upevnění stabilizačních tyčí u celoodpružené kabiny, což se později ve výsledcích projevilo jako ne zcela vhodné nastavení, protože výsledky ukazují pro zrychlení v ose x a y menší hodnoty u neodpružené kabiny než u kabin odpružených. Nicméně důkaz o přínosu odpružení kabiny byl potvrzen alespoň při porovnání zrychlení v ose z .

Provedená citlivostní analýza potvrdila předpokládané chování kabiny při snižování, resp. zvyšování její vlastní frekvence a při změně poměrného útlumu. Snižování vlastní frekvence i poměrného útlumu zajistí zlepšení jízdního komfortu, ale za cenu nutného většího zdvihu pružících a tlumících elementů. Při návrhu odpružení by bylo nejlepší mít co nejdelší tlumič. Zástavbové prostory okolo kabiny traktoru to však nedovolí, proto je nutné udělat kompromis a ladit pružiny a tlumiče s ohledem na okolí kabiny. Zároveň je potřeba myslet i na ovladatelnost vozidla. Příliš měkké odpružení by způsobilo zkreslenou představu řidiče o chování vozu a mohlo by dojít k nehodě.

V multibody modelu bylo provedeno pouze ověření vlivu základních parametrů odpružení. Jednalo se přitom o pasivní odpružení s lineárními charakteristikami. Pro další zkoumání jízdního komfortu by bylo vhodné vyzkoušet nelineární charakteristiky, zejména tlumičů. Dále by bylo vhodné vyzkoušet i aktivní prvky s adaptivním ovládáním. Buzení by také mohlo simulovat jednostranný přejezd přes překážku či zrychlování nebo zpomalování traktoru. Nejvhodnější by však bylo mít možnost výsledky získané z multibody modelu validovat srovnáním s měřením na skutečném traktoru. Rozsah takové práce by však přesáhl rozsah diplomové práce. Jednalo by se spíše o dlouhodobější práci, pro kterou by bylo nutné mít dostatek času a prostředků.

Simulování jízdního komfortu pomocí multibody modelu má jistě přínos pro navrhování odpružení nejen traktorových kabin. Je však potřeba detailně chápat chování nejen navrhovaného systému, ale i jednotlivých prvků (vazeb) v programovém prostředí MSC Adams. Skutečný odborník pro práci s takovým programem by pak byl jistě žádaný, protože by mohl pomoci snížit čas a náklady potřebné pro vývoj jakéhokoliv odpružení.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HANSSON, P., *Modeling and Optimization of Passive and Adaptively Controlled Active Cab Suspensions on Terrain Vehicles, especially Agricultural Tractors*. Swedish University of Agricultural Sciences, Uppsala, 1993.
- [2] SCARLET A. J., PRICE, J. S., SEMPLE, D. A., STAYNER, R. M. *Whole-body vibration on agricultural vehicles: evaluation of emission and estimated exposure levels*. HSE BOOKS, První vydání, Sudbury, 2005. ISBN 0-7176-2970-8.
- [3] EVERS W., *Improving driver comfort in commercial vehicles: Modeling and control of a low-power active cabin suspension system*. Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 2010. ISBN 978-90-386-2225-5.
- [4] PROKOP, A. *Odpružení kabiny traktoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 80 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Kollhammer, Ph.D.
- [5] FRIEDL, M. *Multibody model vozidla – hodnocení jízdního komfortu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 53 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.
- [6] MIŠUN, V. *Vibrace a hluk*. PC-DIR Real, s.r.o., Brno, 1998. ISBN 80-214-1262-3.
- [7] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. FRANTIŠEK VLK, Brno, 2000. ISBN 80-238-5274-4.
- [8] VLK, F. *Podvozky motorových vozidel*. FRANTIŠEK VLK, Brno, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [9] ZF Cabin Suspension. Prezentace, 51 s. ZF Friedrichschafen AG. 2015
- [10] http://www.fendt.com/cms2-content/pages/images/558c08a90237fb59239610c7_1448888265.jpg
- [11] http://beready.caseih.com/wp-content/uploads/2011/12/Steiger_cab_suspension_words_flat-2.jpg
- [12] http://www.fendt.com/cms2-content/pages/images/562a29210237fbc706f6357d_1446829431.jpg
- [13] Prospekt MF8600 The Panorama Cab. Massey Ferguson. AGCO Limited. 2009.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|---------------|-----------------------|--|
| VDV_{total} | $[\text{ms}^{-1.75}]$ | vibration dose value (celková dávka přenosu vibrací) |
| a_v | $[\text{ms}^{-2}]$ | celková hodnota vibrací (zrychlení) |
| a_{wi} | $[\text{ms}^{-2}]$ | vážená zrychlení |
| c, c_j | $[\text{Nsm}^{-1}]$ | konstanta útlumu |
| c_{krit} | $[\text{Nsm}^{-1}]$ | kritická konstanta útlumu |
| f_{vl} | $[\text{Hz}]$ | vlastní frekvence odpružené hmoty (kabiny) |
| k, k_i, k_j | $[\text{Nm}^{-1}]$ | tuhost pružiny |
| k_i | $[-]$ | konstanty |
| x | $[-]$ | osa x |
| y | $[-]$ | osa y |
| z | $[-]$ | osa z |
| R | $[-]$ | poměrný útlum |
| T | $[\text{s}]$ | doba měření (perioda) |
| f | $[-]$ | přední (front) pružina, resp. tlumič |
| i | $[-]$ | $i \in [x, y, z, \phi, \theta, \psi]$ |
| j | $[-]$ | $j \in [f, r]$ |
| m | $[\text{kg}]$ | hmotnost odpružené hmoty (kabiny) |
| r | $[-]$ | zadní (rear) pružina, resp. tlumič |
| t | $[\text{s}]$ | čas |
| θ | $[-]$ | rotace kolem osy y (houpání) |
| ψ | $[-]$ | rotace kolem osy z (natáčení) |
| ϕ | $[-]$ | rotace kolem osy x (kolébání) |



SEZNAM TABULEK

| | |
|--|----|
| Tabulka 1 Hmotnosti jednotlivých částí traktoru | 29 |
| Tabulka 2 Parametry silentbloků | 30 |
| Tabulka 3 Parametry zadních pružin a tlumičů | 31 |
| Tabulka 4 Parametry předních pružin a tlumičů | 32 |
| Tabulka 5 Parametry odpružení | 39 |



SEZNAM OBRÁZKŮ

| | | |
|-------------------|--|----|
| Obrázek 1 | Vliv odpružení na přenos vibrací z vozovky na nápravu, tělo a kabinu [9] | 9 |
| Obrázek 2 | Kombinace vinuté pružiny a teleskopického tlumiče od firmy ZF [9] | 10 |
| Obrázek 3 | Kombinace vzduchové pružiny a teleskopického tlumiče od firmy ZF [9] | 11 |
| Obrázek 4 | Jednoplášťový plynokapalinový tlumič [5] | 12 |
| Obrázek 5 | Dvouplášťový plynokapalinový tlumič [5] | 13 |
| Obrázek 6 | Tlumič VARIO od firmy ZF [9] | 14 |
| Obrázek 7 | Odpružení kabiny Hydrostable RZ [4] | 15 |
| Obrázek 8 | Mechanické odpružení kabiny traktoru Fendt 200 Vario [10] | 17 |
| Obrázek 9 | Mechanické odpružení kabiny traktoru Case Steiger [11] | 17 |
| Obrázek 10 | CALM modul od firmy ZF [9] | 18 |
| Obrázek 11 | Srovnání klasického vzduchového odpružení s CALM [9] | 19 |
| Obrázek 12 | Pneumatické odpružení kabiny traktoru Fendt 1000 [12] | 19 |
| Obrázek 13 | Tlumicí charakteristika pasivního tlumiče [9] | 20 |
| Obrázek 14 | Systém aktivního pneumatického odpružení od firmy ZF [9] | 21 |
| Obrázek 15 | Rozsah tlumících charakteristik tlumiče CDC [9] | 21 |
| Obrázek 16 | Řízení tlumiče CDC [9] | 22 |
| Obrázek 17 | Hydropneumatické odpružení OptiRide Plus [13] | 22 |
| Obrázek 18 | Model lidského těla s vlastními frekvencemi jednotlivých částí [7] | 24 |
| Obrázek 19 | Vážení frekvencí dle ISO 2631 (1997) [3] | 25 |
| Obrázek 20 | Čtvrtinový model nákladního vozu se 4 stupni volnosti [3] | 27 |
| Obrázek 21 | Úplný model nákladního vozu s přívěsem se 44 stupni volnosti [3] | 27 |
| Obrázek 22 | Obecný popis pohybů traktoru [9] | 28 |
| Obrázek 23 | Vlastní model traktoru | 29 |
| Obrázek 24 | Schéma traktoru s neodpruženou kabinou [9] | 30 |
| Obrázek 25 | Schéma traktoru s kabinou odpruženou vzadu [9] | 31 |
| Obrázek 26 | Možné pohyby kabiny odpružené vzadu [9] | 31 |
| Obrázek 27 | Schéma traktoru s celoodpruženou kabinou [9] | 32 |
| Obrázek 28 | Možné pohyby celoodpružené kabiny [9] | 32 |
| Obrázek 29 | Možné pohyby celoodpružené kabiny [9] | 32 |
| Obrázek 30 | Porovnání zrychlení těžiště kabiny v ose x | 33 |
| Obrázek 31 | Porovnání zrychlení těžiště kabiny v ose y | 34 |
| Obrázek 32 | Porovnání zrychlení těžiště kabiny v ose z | 34 |
| Obrázek 33 | Pohyb těžiště neodpružené kabiny | 35 |
| Obrázek 34 | Pohyb těžiště kabiny odpružené vzadu | 35 |
| Obrázek 35 | Pohyb těžiště celoodpružené kabiny | 36 |
| Obrázek 36 | Zrychlení těžiště neodpružené kabiny | 36 |
| Obrázek 37 | Zrychlení těžiště kabiny odpružené vzadu | 37 |
| Obrázek 38 | Zrychlení těžiště celoodpružené kabiny | 37 |
| Obrázek 39 | Vliv f_{vl} na zrychlení těžiště kabiny v ose z | 40 |
| Obrázek 40 | Vliv f_{vl} na zrychlení těžiště kabiny v ose z | 40 |
| Obrázek 41 | Vliv f_{vl} na kolébání kabiny | 41 |
| Obrázek 42 | Vliv f_{vl} na houpání kabiny | 41 |
| Obrázek 43 | Vliv f_{vl} na deformaci pružin | 42 |
| Obrázek 44 | Vliv f_{vl} na rychlost deformace pružin | 42 |
| Obrázek 45 | Vliv f_{vl} na síly v pružinách | 43 |
| Obrázek 46 | Vliv R na zrychlení těžiště kabiny v ose z | 43 |
| Obrázek 47 | Vliv R na zrychlení těžiště kabiny v ose z | 44 |



| | |
|---|----|
| Obrázek 48 Vliv R na kolébání kabiny | 44 |
| Obrázek 49 Vliv R na houpání kabiny | 45 |
| Obrázek 50 Vliv R na deformaci tlumičů | 45 |
| Obrázek 51 Vliv R na rychlost deformace tlumičů | 46 |
| Obrázek 52 Vliv R na síly v tlumičích | 46 |
| Obrázek 53 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 0.5 \text{ Hz}$ a $R=0.2$ | 47 |
| Obrázek 54 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 0.5 \text{ Hz}$ a $R=0.5$ | 47 |
| Obrázek 55 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 0.5 \text{ Hz}$ a $R=0.8$ | 48 |
| Obrázek 56 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 0.5 \text{ Hz}$ a $R=0.2$ | 48 |
| Obrázek 57 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 0.5 \text{ Hz}$ a $R=0.5$ | 49 |
| Obrázek 58 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 0.5 \text{ Hz}$ a $R=0.8$ | 49 |
| Obrázek 59 Deformace pružin pro $f_{vl} = 0.5 \text{ Hz}$ | 50 |
| Obrázek 60 Rychlost deformace pružin pro $f_{vl} = 0.5 \text{ Hz}$ | 50 |
| Obrázek 61 Síly v pružinách pro $f_{vl} = 0.5 \text{ Hz}$ | 51 |
| Obrázek 62 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.0 \text{ Hz}$ a $R=0.2$ | 51 |
| Obrázek 63 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.0 \text{ Hz}$ a $R=0.5$ | 52 |
| Obrázek 64 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.0 \text{ Hz}$ a $R=0.8$ | 52 |
| Obrázek 65 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.0 \text{ Hz}$ a $R=0.2$ | 53 |
| Obrázek 66 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.0 \text{ Hz}$ a $R=0.5$ | 53 |
| Obrázek 67 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.0 \text{ Hz}$ a $R=0.8$ | 54 |
| Obrázek 68 Deformace pružin pro $f_{vl} = 1.0 \text{ Hz}$ | 54 |
| Obrázek 69 Rychlost deformace pružin pro $f_{vl} = 1.0 \text{ Hz}$ | 55 |
| Obrázek 70 Síly v pružinách pro $f_{vl} = 1.0 \text{ Hz}$ | 55 |
| Obrázek 71 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.5 \text{ Hz}$ a $R=0.2$ | 56 |
| Obrázek 72 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.5 \text{ Hz}$ a $R=0.5$ | 56 |
| Obrázek 73 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.5 \text{ Hz}$ a $R=0.8$ | 57 |
| Obrázek 74 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.5 \text{ Hz}$ a $R=0.2$ | 57 |
| Obrázek 75 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.5 \text{ Hz}$ a $R=0.5$ | 58 |
| Obrázek 76 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 1.5 \text{ Hz}$ a $R=0.8$ | 58 |
| Obrázek 77 Deformace pružin pro $f_{vl} = 1.5 \text{ Hz}$ | 59 |
| Obrázek 78 Rychlost deformace pružin pro $f_{vl} = 1.5 \text{ Hz}$ | 59 |
| Obrázek 79 Síly v pružinách pro $f_{vl} = 1.5 \text{ Hz}$ | 60 |
| Obrázek 80 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 2.0 \text{ Hz}$ a $R=0.2$ | 60 |
| Obrázek 81 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 2.0 \text{ Hz}$ a $R=0.5$ | 61 |
| Obrázek 82 Zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 2.0 \text{ Hz}$ a $R=0.8$ | 61 |
| Obrázek 83 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 2.0 \text{ Hz}$ a $R=0.2$ | 62 |
| Obrázek 84 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 2.0 \text{ Hz}$ a $R=0.5$ | 62 |
| Obrázek 85 Úhlové zrychlení těžiště kabiny pro $f_{vl} = 2.0 \text{ Hz}$ a $R=0.8$ | 63 |
| Obrázek 86 Deformace pružin pro $f_{vl} = 2.0 \text{ Hz}$ | 63 |
| Obrázek 87 Rychlost deformace pružin pro $f_{vl} = 2.0 \text{ Hz}$ | 64 |
| Obrázek 88 Síly v pružinách pro $f_{vl} = 2.0 \text{ Hz}$ | 64 |